

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MEDIOS CONTINUOS Y TEORÍA DE ESTRUCTURAS

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS
ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE
ENERGÍA EN CHOQUES**

VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A COMPRESIÓN

Autor:

D. Iker Arriaga Hormilla

Tutor:

Dr. D. Ramón Zaera Polo

Leganés, Junio de 2015

AGRADECIMIENTOS

Estando a punto de terminar una etapa realmente importante para mí, lograr el ansiado título de ingeniero, quisiera expresar mi agradecimiento a todas las personas que han compartido conmigo este camino.

En primer lugar agradecer el enorme esfuerzo y dedicación de mis padres, que me ha brindado la oportunidad de realizar esta carrera. Gracias a su apoyo y confianza, he sido capaz de superar todos los obstáculos y dificultades presentadas.

También quisiera agradecer a todos los compañeros de la residencia que me han acompañado y ayudado enormemente, dándome tantos buenos momentos. En especial, a mi compañero a lo largo de estos cuatro años, Carlos, y a mi compañero de faena, Álvaro.

A ti, Patricia, por apoyarme en todo, animarme en los momentos de tensión, y haber soportado todo el nerviosismo que la carrera me ha generado.

Por último, a todos los profesores de la Universidad Carlos III de Madrid, que su dedicación y entusiasmo ha logrado que me apasione realmente la ingeniería.

A todos, muchas gracias.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Iker Arriaga Hormilla', with a stylized, cursive script.

Iker Arriaga Hormilla

RESUMEN

En el presente trabajo se ha llevado a cabo un proceso de optimización de elementos estructurales cuyo objetivo es la absorción de energía en choques. En él, se realiza un estudio numérico mediante el uso del programa de elementos finitos *Abaqus/Explicit*. Se trata de un ensayo dinámico en el cual la viga se encuentra en ménsula, sometida a compresión debido al impacto axial de un cuerpo rígido a una velocidad de 15 m/s.

El material con el que se han realizado las estructuras es el Aluminio 1100-H12, utilizando tanto el modelo de daño como el modelo de endurecimiento de Johnson-Cook. Así mismo, con objeto de conseguir ligereza y eficacia en dichas estructuras, se les imponen ciertas limitaciones dimensionales.

Para comenzar el proceso, se determina la masa del objeto impactante con una primera estructura de partida, los modelos deben ser capaces de transformar la energía cinética del cuerpo en deformación plástica, a fin de conseguir la completa parada del mismo.

Una vez determinada la masa del cuerpo, se realiza un exhaustivo análisis de la influencia de diferentes parámetros geométricos y combinaciones sobre la solución. La solución deseada debe generar las menores deceleraciones posibles, es decir, las variaciones de velocidad se llevan a cabo con la mayor suavidad posible.

ABSTRACT

In the present work is carried out a process of optimization of structural elements aimed at energy absorption in crashes. A numerical study is performed using the finite element program *Abaqus/Explicit*. It's also about a dynamic test, in which the cantilever beam is subjected to axial compression due to the impact of a rigid body at a speed of 15 m/s.

The material which structures are made of is 1100-H12 aluminum, it has been used both the damage model as the hardening model of Johnson-Cook. Thus, in order to achieve efficacy and thinness, dimensional limitations are established.

At the beginning of the process, the mass of the impacting object is determined with a first starting structure. Models must be able to transform the kinetic energy of the body on plastic deformation, to achieve the full stop.

After determining the mass of the body, a thorough analysis of the influence of different geometric parameters and combinations of the solution is performed. The desired solution should generate the smallest possible decelerations, i.e., speed variations are carried out as gently as possible.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Motivaciones.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Estructura del proyecto	3
 2. ANTECEDENTES.....	 4
2.1 La colisión.....	4
2.2 Compatibilidades	5
2.2.1 Compatibilidad de masa	6
2.2.2 Compatibilidad de rigidez	7
2.2.3 Compatibilidad geométrica.....	7
2.2.4 Agresividad.....	8
2.3 Estadísticas.....	8
2.4 Consecuencias de los accidentes.....	10
2.4.1 Tipos de daños	10
2.4.2 Resistencia humana al impacto.....	10
2.5 Aluminio	12
2.5.1 Ligereza	12
2.5.2 Valor añadido	13
2.5.3 Aleaciones	13
2.5.4 Tratamientos	14
2.6 Aplicaciones.....	14
2.6.1 Automóvil.....	15
2.6.2 Ferrocarril	16
2.6.3 Aeronave.....	20
2.6.4 Industria	21
2.6.5 Protección personal.....	21
2.6.6 Paquetería	21
2.7 Ensayos en vehículos. Crash test	22

2.7.1	Ensayos en vehículos automóviles	22
2.7.2	Ensayos en vehículos ferrocarriles.	24
2.7.3	Ensayos en vehículos aéreos.....	24
3.	METODOLOGÍA.....	26
3.1	Método de los elementos finitos	26
3.1.1	Definición del método	26
3.1.2	Aplicación del método.....	27
3.2	Modelo de endurecimiento	28
3.2.1	Modelo de endurecimiento de Johnson – Cook.....	29
3.3	Modelo de daño.....	30
3.3.1	Modelo de rotura de Johnson – Cook.....	30
3.4	Análisis de los resultados.....	31
4.	CARACTERIZACIÓN DEL MODELO.....	33
4.1	Material.....	33
4.2	Sensibilidad de la malla	34
4.3	Parámetros del modelo.....	36
5.	SIMULACIÓN.....	39
5.1	Influencia de la geometría.....	39
5.2	Influencia de la longitud axial.....	41
5.3	Influencia de la longitud característica	43
5.4	Influencia del espesor	45
5.5	Influencia de las perforaciones	47
5.5.1	Disposición y geometría de las perforaciones	48
5.6	Combinaciones.....	48
5.6.1	Combinaciones no concéntricas	48
5.6.2	Combinaciones concéntricas	50
5.7	Geometrías multicelda	52
5.8	Deformación programada	54
5.8.1	Pliegues en el extremo libre.....	54

5.8.2	Sustitución de orificios por entallas.....	56
5.9	Análisis y discusión de los resultados.....	57
6.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	61
6.1	Conclusiones	61
6.2	Líneas de investigación para trabajos futuros	62
7.	REFERENCIAS.....	63
8.	ANEXO.....	67
8.1	Archivo .INP.....	67

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ejemplos de plegado progresivo.....	2
Figura 1.2. Esquema del ensayo a realizar.....	3
Figura 2.1. Impacto con sistemas de absorción (a) y careciendo de ellos (b).....	5
Figura 2.2. Variación de la velocidad en un vehículo ligero.....	6
Figura 2.3. Variación de la velocidad en un vehículo pesado.....	7
Figura 2.4. Ejemplo de incompatibilidad geométrica.....	8
Figura 2.5. Víctimas de los accidentes de tráfico en España. Serie 1965 a 2013.....	9
Figura 2.6. Wayne State Tolerance Curve.....	11
Figura 2.7. Porcentaje de elementos en la corteza terrestre.....	12
Figura 2.8. Ejemplo diferentes durezas en los materiales de un vehículo.....	13
Figura 2.9. Estructura de un vehículo automóvil.....	15
Figura 2.10. Estructura en W en guardarrailes.....	16
Figura 2.11. Ejemplo funcionamiento del sistema de enclavamiento antielevación.....	18
Figura 2.12. Zona deslizante de la zona de choque... Medio modelo, simétrico.....	19
Figura 2.13. Ejemplo de los diferentes tipos de toperas.....	19
Figura 2.14. Funcionamiento amortiguador oleoneumático de un tren de aterrizaje.....	20
Figura 2.15. Esquema ensayos sobre vehículos automóviles.....	23
Figura 2.16. Esquema de los ensayos en ferrocarriles.....	24
Figura 2.17. Esquema ensayos en aviones, ángulo de guiñada y balanceo.....	25
Figura 3.1. Coordenadas de los nodos en un elemento finito plano.....	27

Figura 3.2. Límite elástico en función de la deformación a diferentes temperaturas.....	28
Figura 3.3. Valores de las reacciones en el empotramiento a lo largo del tiempo.....	31
Figura 3.4. Ejemplo de gráfica de energía cinética a lo largo del tiempo.....	32
Figura 3.5. Ejemplo de gráfica de disipación plástica a lo largo del tiempo.....	32
Figura 4.1. Valores de la fuerza máxima frente al tamaño de celda.....	35
Figura 4.2. Pandeo de la estructura de partida.....	36
Figura 4.3. Gráfica de las reacciones en la estructura de partida a lo largo del tiempo.....	37
Figura 4.4. Gráfica de la energía cinética en la estructura de partida.....	37
Figura 5.1. Reacciones en el empotramiento de cada geometría frente al tiempo.....	40
Figura 5.2. Reacciones de las geometrías en los primeros instantes de la colisión.....	40
Figura 5.3. Reacciones en el empotramiento frente al tiempo para cada longitud.....	42
Figura 5.4. Reacciones de cada longitud en los primeros instantes de la colisión.....	42
Figura 5.5. Flexión global (derecha) y pandeo (izquierda).....	43
Figura 5.6. Reacciones en el empotramiento de cada diámetro frente al tiempo.....	44
Figura 5.7. Reacciones de cada diámetro en los primeros instantes de la colisión.....	45
Figura 5.8. Reacciones en el empotramiento de cada espesor frente al tiempo.....	46
Figura 5.9. Reacciones de cada espesor en los primeros instantes de la colisión.....	46
Figura 5.10. Reacciones en el empotramiento de un modelo sin perforaciones y otros dos con ellas.....	47
Figura 5.11. Configuración acotada de los cuatro modelos no concéntricos. Un prisma (a), dos (b), tres (c) y cuatro prismas (d).....	49
Figura 5.12. Reacciones frente al tiempo según la cantidad de prismas no concéntricos.....	50
Figura 5.13. Configuración acotada de los modelos concéntricos. Dos (a) y tres prismas (b).....	51
Figura 5.14. Reacciones frente al tiempo según la cantidad de prismas concéntricos.....	52
Figura 5.15. Geometría con cuatro celdas (izquierda), seis (centro) y con nueve celdas (derecha).....	53

Figura 5.16. Reacciones frente al tiempo del modelo de una celda, con cuatro, seis y ocho celdas.....	53
Figura 5.17. Estructura con pliegues interiores (izquierda) y con pliegues exteriores (derecha).....	54
Figura 5.18. Reacciones frente al tiempo de las geometrías con pliegues y sin ellos.....	55
Figura 5.19. Estructura con entallas exteriores.....	56
Figura 5.20. Reacciones frente al tiempo de la estructura con entallas y la que dispone de orificios.....	56
Figura 5.21. Pandeo progresivo que sufre la configuración optimizada.....	58
Figura 5.22. Reacciones en el empotramiento a lo largo de la colisión del modelo optimizado.....	58
Figura 5.23. Mapa de deformaciones para estructuras cuadradas sujetas a cargas dinámicas axiales. Resultados experimentales: (□) pandeo progresivo; (O) transición de pandeo progresivo a flexión global; (▽) flexión global.....	59

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Absorción de energía de los diferentes elementos de un tren.....	17
Tabla 4.1. Propiedades del material utilizado.....	34
Tabla 5.1. Tiempo total de colisión y peso de cada geometría.....	41
Tabla 5.2. Tiempo de colisión y peso para cada longitud.....	43
Tabla 5.3. Tiempo de colisión y peso para cada diámetro.....	44
Tabla 5.4. Tiempo de colisión y peso para cada espesor.....	46
Tabla 5.5. Tiempo total de colisión y peso según la cantidad de prismas no concéntricos.....	50
Tabla 5.6. Tiempo de colisión y peso según la cantidad de prismas concéntricos.....	51
Tabla 5.6. Tiempo de colisión y peso según la cantidad de celdas.....	54
Tabla 5.7. Parámetros y datos del modelo final.....	57

Capítulo 1. Introducción

1.1 MOTIVACIONES

Actualmente la seguridad frente al choque es fundamental en los sistemas de transporte. El incremento de la población y del desarrollo deriva en un aumento de la movilidad, y esta, en un crecimiento del transporte. Por ello, ciertos sectores como el aeronáutico, automovilístico, ferroviario o militar, se ven obligados a mejorar constantemente los elementos de absorción de energía con el fin de minimizar las consecuencias de las posibles colisiones ^[45].

El principal objetivo de estos componentes es deformarse plásticamente siguiendo un pandeo progresivo denominado *buckling* (Figura 1.1), disipando de esta forma la mayor cantidad de energía en el menor tiempo posible ^[1].

La longitud es un factor que favorece a sufrir una menor deceleración por parte de los vehículos en caso de impacto, lo que conlleva a mayores pesos y volúmenes. Por tanto, existen amplias investigaciones en la búsqueda de materiales y geometrías lo más ligeras posibles ^[4].

Por otro lado, la simulación toma un papel vital en el diseño y evaluación de nuevos productos. Las herramientas computacionales permiten predecir el comportamiento de modelos con gran precisión. Por ello, las empresas hacen uso de estas, logrando una disminución del número de ensayos físicos a llevar a cabo, los cuales suponen grandes costes para las etapas de desarrollo y diseño de nuevos productos o materiales.

Abaqus es una herramienta comercial informática muy potente, utilizada para llevar a cabo simulaciones haciendo uso de técnicas avanzadas de modelado, que emplea el código de elementos finitos. Su versatilidad a la hora de variar ciertos parámetros característicos de forma sencilla, sin necesidad de realizar un nuevo modelo, hacen de ella la opción indicada para llevar a cabo modelos de predicción ^[23].

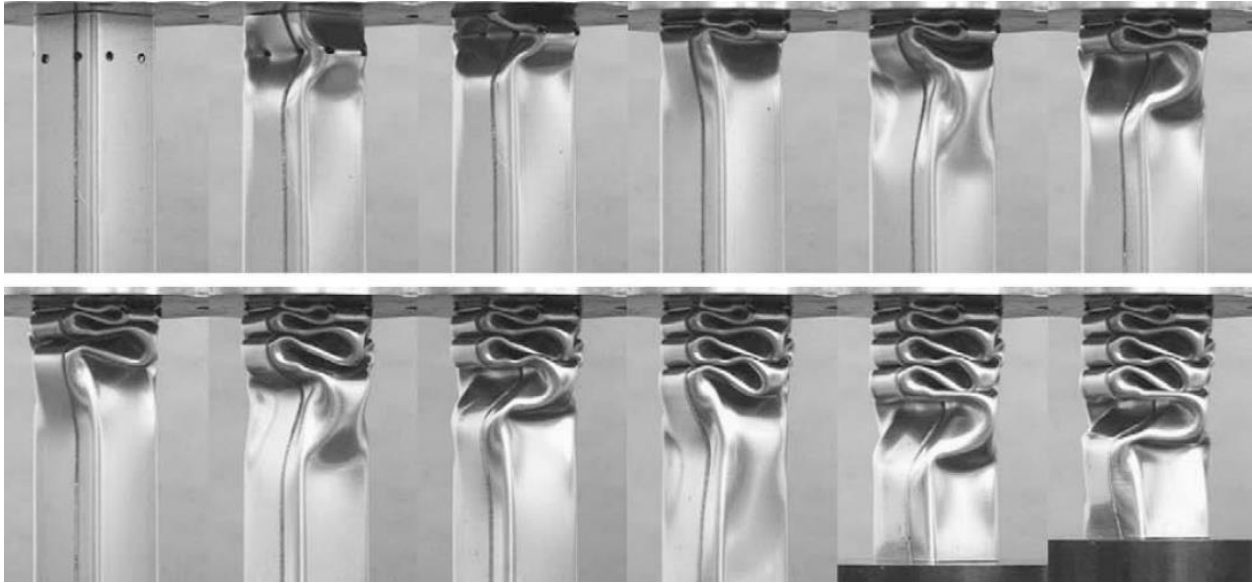


Figura 1.1. Ejemplo de pandeo progresivo ^[29].

1.2 OBJETIVOS

El objetivo del proyecto consiste en **diseñar una geometría de absorción de energía optimizada en el caso de un impacto axial**. Es decir, el modelo será un ensayo dinámico de un choque sobre una geometría en ménsula, sometiéndola a compresión. Véase la Figura 1.2, la cual muestra la disposición y el esquema a llevar a cabo.

Para ello, se realizan análisis numéricos haciendo uso del programa de elementos finitos *Abaqus/Explicit*. En el mismo se diseñan estructuras que se ven sometidas al impacto de un cuerpo rígido a una velocidad de $v = 15$ m/s. Analizando los diferentes parámetros de las soluciones de cada modelo, se realiza una comparación entre los mismos a fin de lograr una estructura óptima.

Dichos modelos se realizan utilizando como material el Aluminio 1100-H12 ^[12], logrando de este modo transformar la mayor cantidad posible de energía en deformación plástica por unidad de masa. Atendiendo a unas limitaciones dimensionales y de masa a fin de lograr una estructura eficaz y ligera.

Se pretende conseguir que el diseño optimizado sirva como base para el estudio de la estructura de un vehículo completo, el cual está formado por combinaciones de elementos optimizados para soportar diferentes esfuerzos como flexión, torsión o compresión. Por lo que este modelo junto con otros, constituirían el modelo de estudio de la estructura completa.

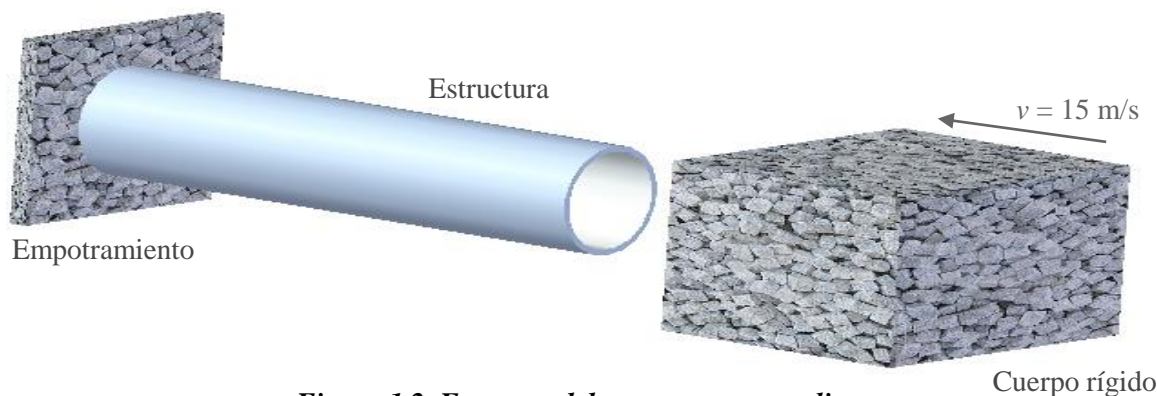


Figura 1.2. Esquema del ensayo que se realiza.

1.3 ESTRUCTURA DEL TRABAJO

El trabajo consta de 8 capítulos, siendo el primero la presente **introducción**, descritos a continuación:

El capítulo segundo engloba los **antecedentes** de los sistemas de absorción de energía. Analiza el fenómeno de la colisión, estadísticas de accidentes y las consecuencias de los mismos. Tras esto se lleva a cabo un análisis del aluminio, viendo por último las aplicaciones de estos sistemas y los ensayos existentes en los diferentes tipos de vehículos (*Crash Test*).

El tercer capítulo está dedicado a la **metodología** seguida para realizar las simulaciones. Se explica brevemente el modelo de los elementos finitos y el modelo tanto de endurecimiento como de daño de Johnson-Cook, que han sido usados en este trabajo. Por último, se mencionan los datos analizados de las soluciones alcanzadas.

El capítulo cuarto **caracteriza** los parámetros de la simulación. Se exponen los principales parámetros del modelo y las decisiones tomadas para el análisis.

En quinto lugar, el capítulo describe las **simulaciones** realizadas, explicando la influencia de los diferentes parámetros y combinaciones, es decir, el proceso de optimización llevado a cabo.

El sexto explica las principales **conclusiones** acerca de los análisis llevados cabo, esperando futuras investigaciones, y se proponen **posibles líneas de investigación** para trabajos futuros.

A continuación, en el capítulo séptimo se encuentran las **referencias** consultadas para la realización del presente trabajo.

Por último, en el **anexo** se incluye el archivo *.inp* utilizado en *Abaqus* de la geometría optimizada. En el mismo se recogen las propiedades del material, el modelo de daño, las partes creadas, interacciones, condiciones de contorno...

Capítulo 2. Antecedentes

2.1 LA COLISIÓN

La colisión se define como el choque entre dos cuerpos a una velocidad. Un cuerpo en movimiento alberga una energía cinética debida a su masa (m) y a su velocidad (v) atendiendo a la siguiente ecuación:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.1)$$

Se observa que la energía cinética aumenta de forma lineal con la masa, de igual manera ante variaciones de velocidad, variando de forma exponencial.

De esta forma, si se quiere frenar un cuerpo, la energía existente en dicho cuerpo se debe transformar, citando el primer principio de la física; “*la energía ni se crea ni se destruye, se transforma*”. Haciendo referencia a los sectores del transporte en condiciones normales, dicha energía se disipa en forma de calor haciendo uso de los elementos de frenado. Por lo tanto, a mayor variación de la velocidad, se deberá hacer frente a mayores cantidades de energía.

Se entiende por choque elástico aquel en el cual la energía se transfiere por completo, este fenómeno aparece al chocar dos esferas de acero. Conservándose la energía cinética de los cuerpos, transfiriéndose de uno al otro, de igual manera le ocurre a la cantidad de movimiento ^[3].

$$Cantidad\ de\ movimiento = Masa \cdot Velocidad \quad (2.2)$$

Opuesto a este tipo, se encuentra el choque completamente inelástico. Dos esferas de plastilina son el ejemplo idóneo. Tras la colisión dichas esferas quedarán unidas, mientras que en el caso anterior rebotaban, es por esto que la energía cinética se perderá (transformándose en deformación), pero se conservará la cantidad de movimiento ^[3].

Para que esto ocurra, ya que se busca el choque inelástico entre vehículos, deben existir estructuras que sean capaces de absorber la mayor cantidad de energía en el menor tiempo posible, para hacer frente a las altas deceleraciones. Se produce una deformación continua, hasta que la energía necesaria para que se produzca la deformación plástica se iguala a la producida por consecuencia de las variaciones en la velocidad. Tienen un comportamiento similar al de un escudo, el cual se sacrifica a fin de proteger la zona rígida e indeformable (habitáculo).

La transformación de la energía tiene que ser irreversible, los materiales tienen que ser capaces de transformar la energía cinética en deformación plástica. En caso de que se transformara en deformación elástica por ejemplo, la velocidad del vehículo se iría reduciendo hasta alcanzar la máxima compresión del elemento elástico. Una vez alcanzado este máximo, el objeto elástico volvería a su posición inicial acelerando de nuevo al vehículo. Los ocupantes sufrirían una deceleración brusca seguida de una nueva aceleración ^[6].

La Figura 2.1 muestra la importancia de estos sistemas de seguridad pasiva, viéndose claramente la diferencia entre disponer o carecer de ellos. En caso afirmativo (a), el habitáculo sufre una deformación mínima, manteniendo intacto su contenido. En el caso contrario (b), la seguridad de los ocupantes se ve afectada por la intromisión de los elementos estructurales del vehículo.

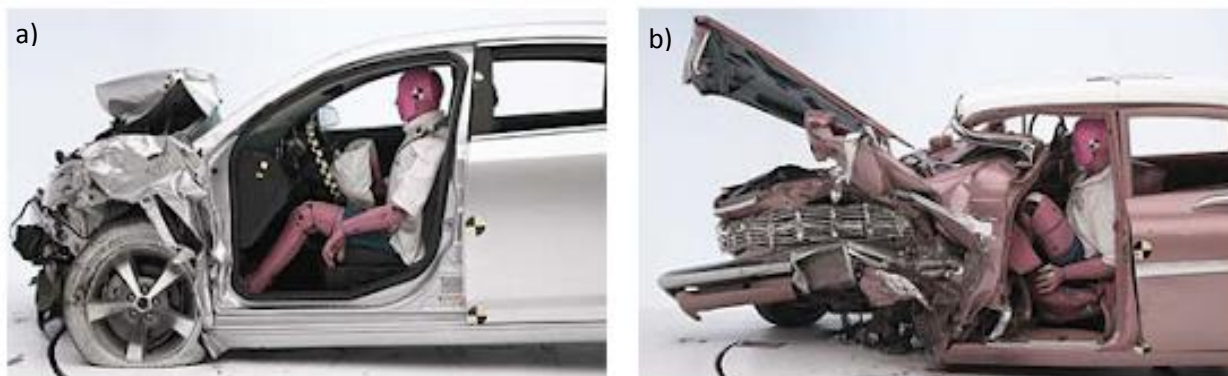


Figura 2.1. Impacto con sistemas de absorción (a) y careciendo de ellos (b) ^[26].

2.2 COMPATIBILIDADES

La compatibilidad entre los elementos de un vehículo en un impacto afecta directamente al comportamiento y las consecuencias de estos. Existen tres tipos de compatibilidades, de masa, de rigidez y geométricas. La incompatibilidad aparece en el momento en que los citados factores no son capaces de funcionar de forma óptima, pudiendo aumentar las consecuencias ^[13].

2.2.1 COMPATIBILIDAD DE MASA

El factor masa de cada uno de los involucrados tiene un papel vital a la hora del estudio de un choque. Un vehículo ligero se encuentra en desventaja cuando sufre un choque contra uno de mayor esbeltez. Atendiendo a lo explicado en el apartado 2.1, la conservación de la cantidad de movimiento provoca que el vehículo de menor masa sufra una deceleración superior, teniendo que hacer frente de esta manera a cantidades de energía más elevadas.

En el caso de que el choque se produjera entre dos vehículos de igual masa, cada uno tendría que absorber únicamente la energía cinética debida a su velocidad. Pero al no ser así, la energía cinética se ve impuesta por la deceleración sufrida, incrementando la cantidad de energía a absorber cuanto mayor diferencia entre masas exista ^[3].

Un accidente entre dos vehículos no resulta perfectamente inelástico, puesto que en la realidad rebotan un poco, pero teniendo en cuenta todas las incompatibilidades existentes entre vehículos, resulta una hipótesis razonable para observar la influencia de la masa del vehículo en un accidente ^[3].

Para valorar la influencia de la masa, en la Figura 2.2 se observa la variación de velocidad a la que tiene que hacer frente un vehículo ligero al tener un impacto contra otro de mayor peso a una velocidad de 60 km/h. La deceleración es función de la relación de masas, siendo m_1 la masa del vehículo ligero y m_2 la correspondiente al pesado. El caso del vehículo pesado se encuentra ilustrado en la Figura 2.3.

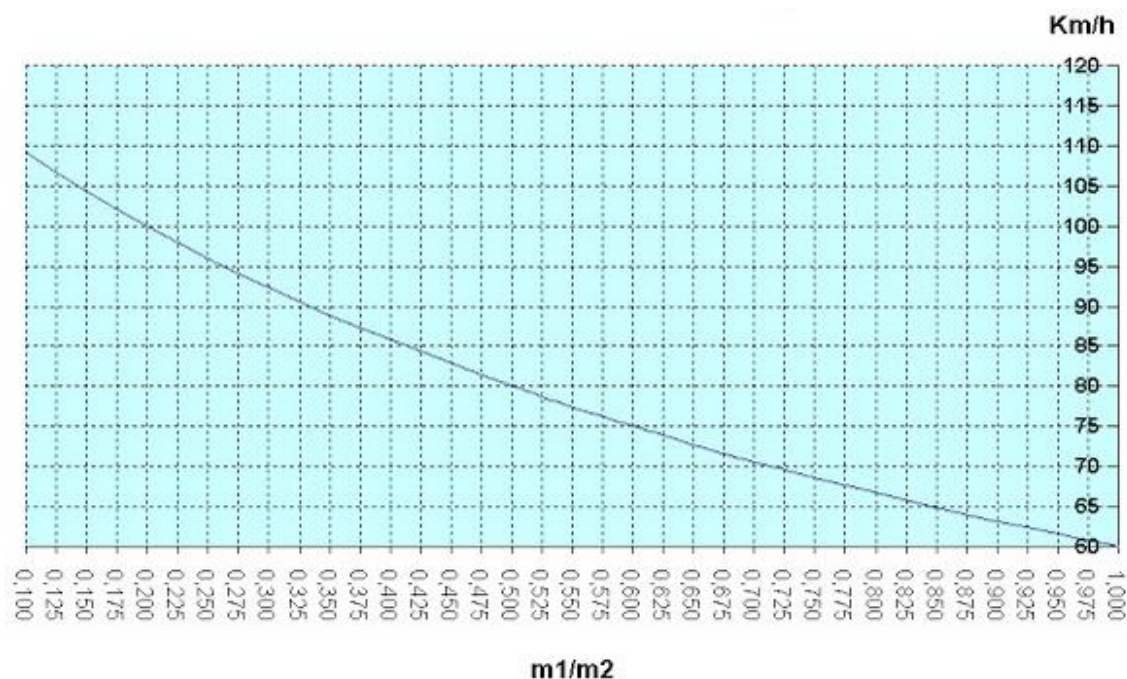


Figura 2.2. Variación de la velocidad en un vehículo ligero ^[3].

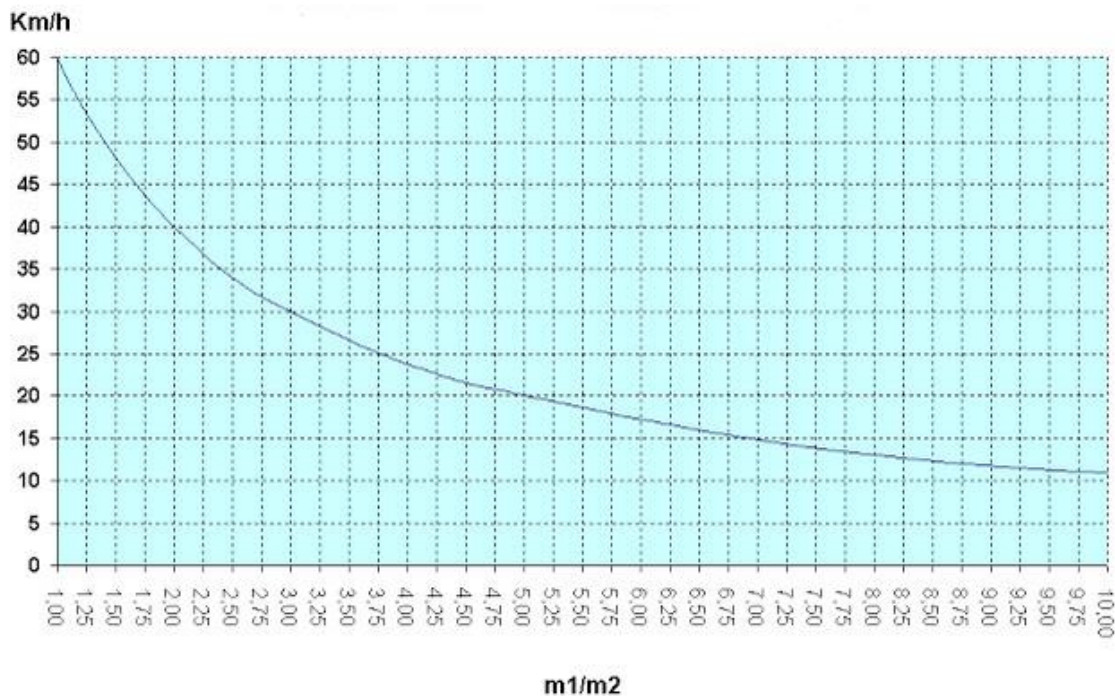


Figura 2.3. Variación de la velocidad en un vehículo pesado ^[3].

2.2.2 COMPATIBILIDAD DE RIGIDEZ

Ante un suceso en el que ambos actores presenten una masa y una geometría similar, la mayor cantidad de energía será disipada por el objeto de menor rigidez, transformándolo en deformación plástica. Para hacer frente a un impacto de la forma más idónea, es decir, desde un punto de compatibilidad sería preferible que la transformación de la energía se reparta de forma homogénea entre ambos ^[14].

En caso de que un vehículo presentara una alta rigidez, al no ser capaz de hacer frente a la energía, transmitirá la energía del impacto hacia el habitáculo. Esto producirá una absorción de dicha energía por parte de los elementos que vayan en el interior. Siendo este el problema de los coches de antaño, tras una colisión, los pasajeros morían sin presentar herida alguna, sencillamente por la absorción de la energía ^[14].

Un vehículo ha de disponer de una rigidez distribuida de forma homogénea, en caso contrario se deformaría de forma desigual y sufriría una distribución de fuerzas heterogénea.

2.2.3 COMPATIBILIDAD GEOMÉTRICA

La mejora del nivel de compatibilidad tiene como enemigo la geometría del vehículo, factores como la altura a la que está dispuesto el parachoques, altura de los asientos de los pasajeros, forma, longitud y anchura del mismo ^[13].

La incompatibilidad aparece cuando los elementos involucrados presentan diferentes geometrías. Es decir, sus elementos estructurales para la absorción del choque están configurados

a diferentes alturas. Debido a esto, en el momento del impacto resulta imposible un correcto funcionamiento de dichos elementos, reduciendo la protección. Esto ocurre en accidentes que tienen lugar entre un todo-terreno y un turismo por ejemplo. En este caso el vehículo que tiene los elementos de absorción de energía a una altura superior, se subirá encima del otro, fenómeno que se puede observar en la Figura 2.4 ^[14].

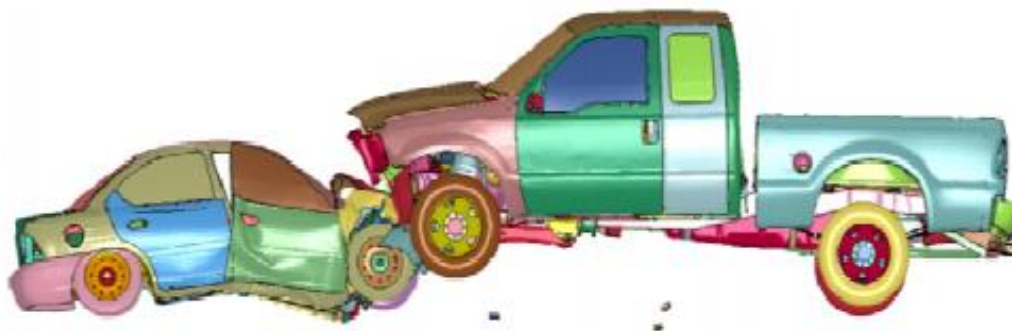


Figura 2.4. Ejemplo de incompatibilidad geométrica ^[2].

La compatibilidad geométrica es la más significativa en el caso de colisiones laterales. La razón principal es la pequeña distancia que separa los sistemas de protección y los pasajeros o carga. Es por esto que se le está dando cada vez una mayor importancia a las diferencias geométricas entre vehículos ^[13].

2.2.4 AGRESIVIDAD

Un vehículo compatible debe tener una baja agresividad. Se entiende por agresividad la aptitud de un vehículo para provocar lesiones a los pasajeros de otro vehículo ^[2]. La agresividad se cuantifica utilizando de la siguiente ecuación propuesta por Gabler *et al* ^[11].

$$Agresividad = \frac{n^{\circ} \text{ de muertes y lesiones en ocupantes del vehículo golpeado}}{n^{\circ} \text{ de accidentes en los que se ve implicado el vehículo de estudio}} \quad (2.3)$$

Las variables masa, rigidez y geometría influyen en la agresividad de un vehículo, aunque cabe destacar la influencia de otro parámetro, la posición relativa en la que están dispuestos los participantes en el impacto.

2.3 ESTADÍSTICAS

Según la Dirección General de Tráfico ^[15], en el año 2013 se produjeron un total de 89.519 accidentes automovilísticos con víctimas, en los cuales hubo al menos un vehículo involucrado causando uno o más heridos.

Estos accidentes dieron lugar a 124.720 heridos, de los cuales 10.086 fueron graves, es decir, permanecieron hospitalizados más de 24 horas tras el accidente. Y un total de 1.680 muertos dentro de los 30 días posteriores al accidente.

Del total de accidentes, los **accidentes frontales** o fronto-laterales se vieron involucrados en un 30% de ellos, es decir, en 26.855 accidentes con víctimas. Estos accidentes suponen un 44% de los fallecidos, con una cifra de 739 muertos. En referencia a los heridos graves y leves, son responsables del 45% de los heridos graves y 60% de los leves.

Actualmente, los accidentes resultan más graves, y los nuevos vehículos alcanzan mayores velocidades, por lo que la reducción de víctimas es todo un reto. Aun así el número de víctimas ha ido reduciéndose notablemente en los últimos años (Figura 2.5). Con una reducción del 5% en el último año, es decir, 4.532 víctimas menos que en el año 2012.

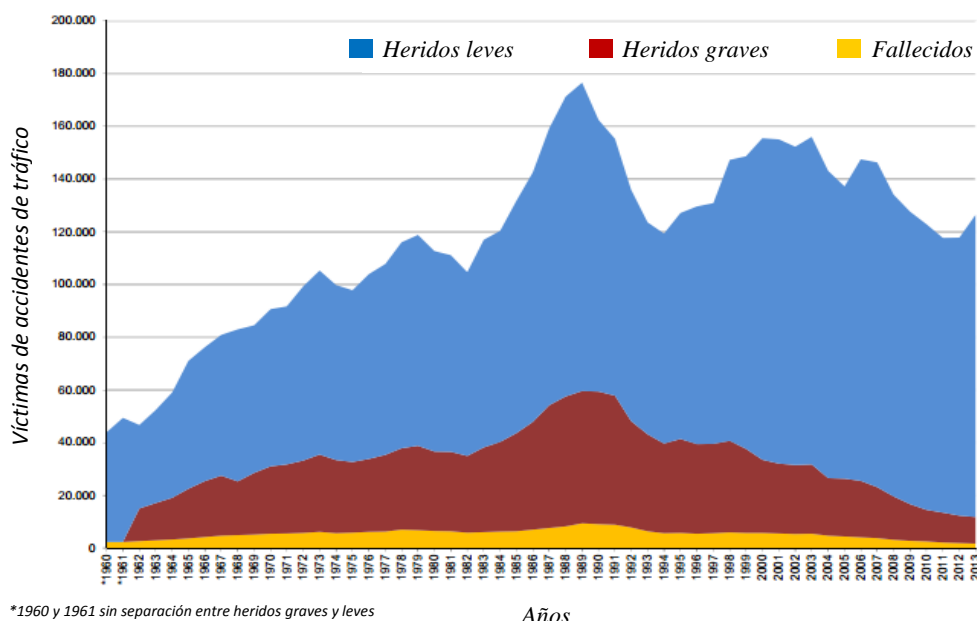


Figura 2.5. Víctimas de los accidentes de tráfico en España. Serie 1965 a 2013 ^[15].

Los sistemas de seguridad toman un papel vital en las consecuencias de un accidente. Mejorándose cada año a fin de reducir las víctimas en los accidentes. La antigüedad de los vehículos y por consiguiente una inferior cantidad de elementos de seguridad, derivan en un aumento de las secuelas. Esto se ve reflejado en los 46.926 vehículos de los accidentes registrados con víctimas en el año 2013 (35%), que tenían una antigüedad superior a 8 años desde su matriculación.

Con objeto de aumentar la seguridad, organizaciones como Euro NCAP disponen de investigaciones y ensayos de accidentes, incluyendo los frontales. No siendo suficientes debido a variables que no son tenidas en cuenta en dichos ensayos. Estas variables son las anteriormente mencionadas incompatibilidades. Los fabricantes afirman que añadir una zona deformable por delante de la zona de las cabinas en los camiones podría derivar en una disminución de 900 muertes anuales en Europa, lo cual refleja la importancia de dichos sistemas ^[4].

Aunque los vehículos automóviles son responsables de la mayoría de los accidentes de transporte, cabe mencionar que el Ministerio de Fomento publicó en su informe anual de 2013 que en España se dieron 20 accidentes ferroviarios ^[17] y 10 colisiones marítimas ^[16]. *Aviation Safety Network estableció* un total de 29 accidentes aéreos en todo el mundo, datos basados en accidentes mortales en los que han estado involucradas aeronaves de aviación civil con una capacidad mínima de 14 pasajeros ^[18].

2.4 CONSECUENCIAS DE LOS ACCIDENTES

2.4.1 TIPOS DE DAÑOS

Como bien es sabido, el suceso de accidente entre vehículos que circulan a grandes velocidades ocurre en breves periodos de tiempo. El impacto genera una fuerza F a lo largo del tiempo t que dura el proceso de colisión, siendo esta fuerza inversamente proporcional al tiempo de la forma $F = m \frac{\Delta v}{\Delta t}$. Por lo que, a menor tiempo, mayor fuerza se genera ^[6].

Esta fuerza provocará importantes deceleraciones a los ocupantes del vehículo, sobre todo a sus cuellos debido a la restricción de los cinturones de seguridad. Esta fuerza o deceleración provoca daños severos a las personas y las estructuras. Es por esto que cabe resumir las posibles consecuencias de los accidentes, haciendo referencia a Johnson, 1990 ^[8].

- Daño o lesiones a organismos vivos. Haciendo referencia a lesiones físicas y/o psicológicas y a los posibles traumas a los ocupantes y/o externas al vehículo.
- Daño estructural. Refiriéndose a la fractura o deformación de la estructura, incluyendo daños por incendio.
- Daño a las mercancías. Daños producidos por el deslizamiento de las mercancías o derrame de combustible.
- Daño al entorno. Todo daño ocasionado a elementos de las vías o alrededores, tales como señales y barreras.

2.4.2 RESISTENCIA HUMANA AL IMPACTO

Los ocupantes de un vehículo pueden sufrir lesiones como consecuencia de uno o más de los siguientes acontecimientos (en referencia a Carney III ^[9]):

- Aceleraciones extremadamente grandes.
- Deformación del habitáculo de los pasajeros.

- Golpe con algún elemento interior.
- Salir despedido.

Se han llevado a cabo estudios sobre los daños biomecánicos junto con el criterio de riesgo de cada ocupante para determinar un criterio de gravedad de los sucesos.

Criterio de daños sobre la cabeza

Los daños en esta zona del cuerpo son terriblemente peligrosos. Resulta muy delicada, puesto que tiene un tratamiento realmente difícil y en muchos casos deja al paciente graves secuelas.

La resistencia de la cabeza humana (cráneo y cerebro) es representada por la curva llamada *Wayne State Tolerance Curve* (Figura 2.6). Establece el nivel de aceleración que es capaz de soportar la cabeza antes de la fractura. Esta curva da pie a diferentes criterios para cuantificar la resistencia del cráneo humano, el utilizado actualmente es el HIC (*Head Injury Criterion*), reconocido como el mejor método ^[6].

$$HIC = \max(t_2 - t_1) \cdot \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2.5} < 1000 \quad (2.4)$$

Donde t_1 y t_2 son el tiempo inicial y final durante el que HIC resulta máximo y $a(t)$ es la aceleración. Para valores de HIC superiores a 1000, un cráneo tiene posibilidades de resultar gravemente dañado ^[6] ^[46].

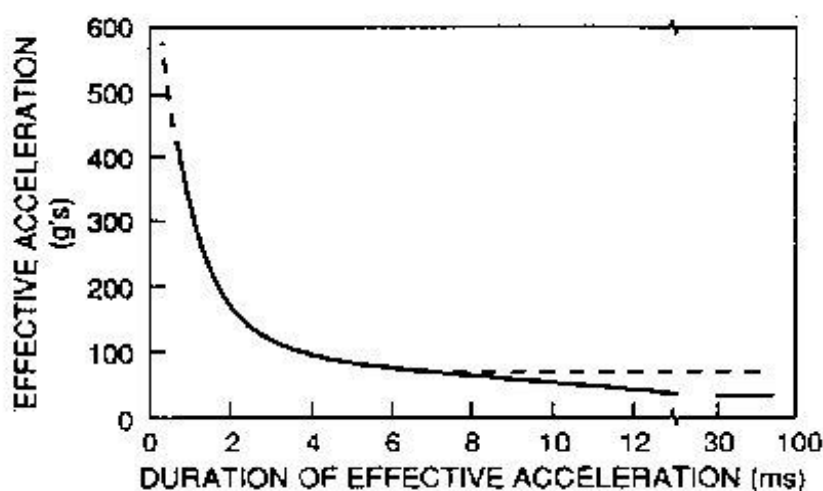


Figura 2.6. Wayne State Tolerance Curve ^[6].

Criterio de daños sobre el pecho

Para la valoración de la repercusión sobre el pecho, inicialmente se tuvo en cuenta la deceleración o fuerza (mencionada en 2.4.1). Más tarde se propuso que el porcentaje de compresión establecía una mejor relación con el daño, estableciendo que para adultos un 32-40% de compresión suponía un daño severo. Tras este criterio, General Motors propuso el Criterio Viscoso; la velocidad del pecho multiplicada por la compresión del pecho debía ser menor que un valor estipulado ^[6]. Actualmente el criterio viscoso sigue siendo aceptado en la industria.

2.5 ALUMINIO

El aluminio es un componente que está siendo cada vez más utilizado por sectores del automóvil y de ferrocarriles. Esto se debe a su precio, que resulta ventajoso, y al peso, que resulta mínimo. Es un componente principal en la Tierra, como bien se puede observar en la Figura 2.7, ya que supone el 8%, superado exclusivamente por el silicio (25%), en lo que a metales se refiere ^[7].

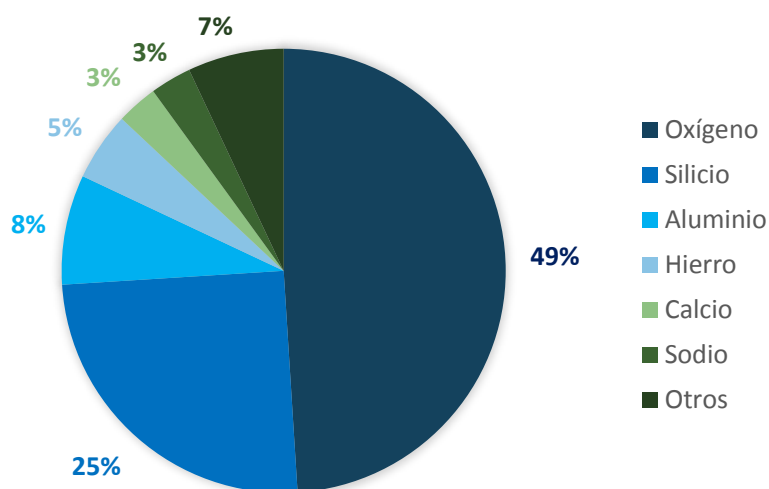


Figura 2.7. Porcentaje de elementos en la corteza terrestre ^[7].

La deceleración tras el impacto será menor cuanto mayor longitud disponga la zona de deformación. Esto resulta un inconveniente con el diseño de los nuevos vehículos, puesto que una mayor longitud implica mayores pesos y volúmenes. Por esto es importante la investigación de materiales ligeros para su aplicación en estos sistemas de seguridad. Haciendo referencia a Gilmont ^[4], existe una “*Necesidad de un compromiso entre una máxima suavidad en la deceleración y la ligereza de peso*”. A continuación se enumeran las ventajas de la utilización del aluminio para los elementos de seguridad, mostradas a continuación:

2.5.1 LIGEREZA

La posibilidad de realizar una reducción de peso frente a otros materiales, que supera el 40%. Esto se debe a la capacidad de absorción de energía por unidad de peso del aluminio frente a sistemas tradicionales de acero. Su peso específico resulta ser un valor de $2,699 \text{ kg/dm}^3$, siendo un tercio con respecto al del hierro ($7,87 \text{ kg/dm}^3$). Solamente se ve superado en ligereza por el magnesio que tiene un peso específico de $1,74 \text{ kg/dm}^3$ [4].

2.5.2 VALOR AÑADIDO

Es imperativo controlar la deformación en caso de choque, junto con la integración de diversas funciones en una unidad. Estas posibilidades vienen dadas por perfiles de gran complejidad y el aluminio por su facilidad de extrusión permite que las posibilidades para los perfiles sean ilimitadas [4]. Esto se debe a que su punto de fusión es de 660°C y el de ebullición 2.450°C , por lo que dicha diferencia y el disponer de un punto de fusión bajo, facilita su fusión y posterior moldeo [7].

Otro valor añadido es la posibilidad de curvar, estampar o perforar estos perfiles a fin de lograr una adaptación idónea al sistema de transporte. Ciertamente es que en función del tamaño de lotes de fabricación, existen alternativas a base de chapas o piezas forjadas.

2.5.3 ALEACIONES

Los diseñadores tienen la posibilidad de mejorar los productos haciendo uso del gran rango de aleaciones disponibles para el aluminio. La casuística es amplia, viéndose limitada por razones técnicas o económicas. Más frecuentemente se utilizan aleaciones de aluminio, magnesio y silicio (series 6000) y aluminio y zinc (series 7000) [4]. No se utiliza exclusivamente una única aleación o tratamiento, se utilizan diferentes durezas en los materiales utilizados a la hora de crear un vehículo completo, véase Figura 2.8.

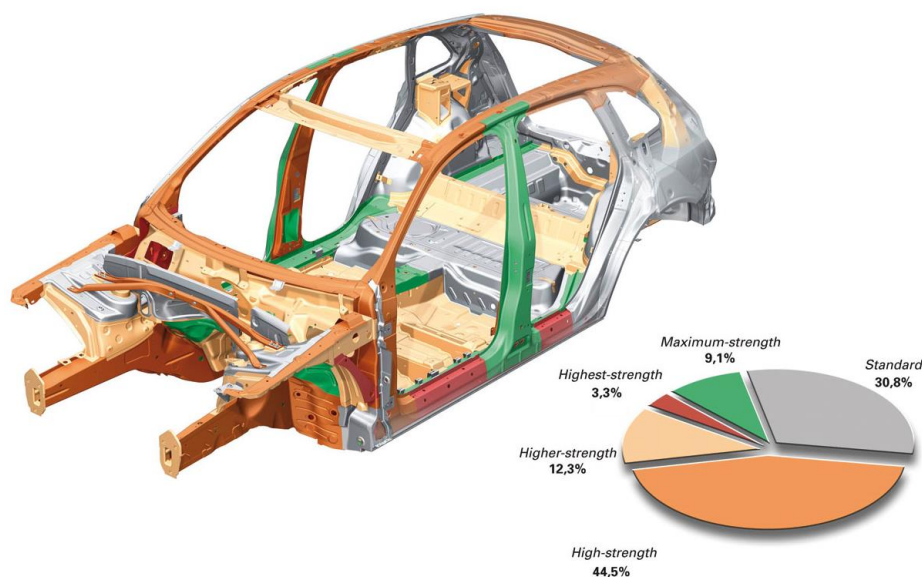


Figura 2.8. Ejemplo diferentes durezas de los materiales de un vehículo. [Fuente: Audi]

Las aleaciones ligeras son aquellas que tienen como elemento principal el aluminio, es decir, los aleantes en general no sobrepasan el 15%. Su principal característica resulta el peso específico, llegando hasta un 1/3 del peso específico de aleaciones de acero. La relación entre la resistencia mecánica y el peso específico en algunos casos ha llegado a ser la más alta entre los metales y aleaciones conocidas. Lo que resulta idóneo en estructuras en las que sea necesario un material ligero con baja resistencia mecánica ^[7], como es el caso de las estructuras aeronáuticas.

2.5.4 TRATAMIENTOS

El aluminio y sus aleaciones pueden verse sometidos a los siguientes tratamientos ^[4]:

- Tratamiento anticorrosivo. Aumenta la resistencia a la corrosión del material. El más común es la oxidación anódica, que aumenta el espesor de la película de óxido que aparece de forma natural en la superficie.
- Tratamiento mecánico. El forjado, laminado y trefilado entre otros, llevados a cabo en frío aumentan la resistencia mecánica y su dureza. Esto se debe al aumento de la acritud debido a la deformación.
- Tratamiento térmico. Se resumen en cinco; el recocido de estabilización, el recocido contra la acritud, el de homogeneización, temple de precipitación y la maduración artificial.

2.6 APLICACIONES

El choque es un fenómeno que se presenta en todo tipo de industrias, por ello los sistemas de absorción de energía son muy comunes. Cabe destacar la importancia de las investigaciones llevadas a cabo por diversas industrias tales como la aeronáutica, automovilística o ferroviaria.

La resistencia frente a impacto de un vehículo (*vehicle crashworthiness*) se define como la ciencia de prevenir o minimizar las lesiones graves o muertes a causa de un accidente, haciendo uso de sistemas de seguridad ^[19]. La mejora de esta se ha convertido en todo un desafío. Cuanto menor daño sufra el vehículo y sus ocupantes, más resistente será el vehículo. Existen cinco principios de seguridad que los vehículos deben cumplir en un accidente:

- Conservación del espacio de supervivencia de los ocupantes.
- Transformación de la energía de la colisión.
- Frenar a los ocupantes.
- Prevención contra eyecciones.
- Prevenir fuegos.

En base a esto, los fabricantes deben diseñar estructuras para aumentar la resistencia de sus vehículos.

2.6.1 AUTOMÓVIL

Un incremento de la población y del desarrollo económico deriva en un aumento del transporte, y por lo tanto en un aumento del parque automovilístico. En 2013 España sufrió un aumento del 8,2% en sus automóviles, abarcando un total de 931.952 coches matriculados ^[15]. Esto hace que se lleven a cabo grandes investigaciones para mejorar los sistemas de seguridad tanto activos como pasivos, siendo los activos elementos que tienen como objetivo evitar los accidentes y los pasivos minimizar las consecuencias de los mismos.

Como elementos de seguridad pasiva, los coches están dotados de estructuras de pared delgada. Es decir, su espesor es considerablemente pequeño en comparación con su radio o longitud característica (en caso de no ser sección circular). Haciendo referencia a la Figura 2.9, el frontal consta de rieles superiores e inferiores, que son los encargados de absorber la mayor parte de la energía ante impacto. Estos se diseñan con una deformación programada logrando que se deformen de una forma diseñada resultando óptima la absorción de energía. Los parachoques resultan funcionales en caso de sufrir un impacto a baja velocidad ^[6].

Por el contrario, los pilares A y B junto con el riel del techo están diseñados para no deformarse y mantener la integridad estructural ^[6]. Los pasajeros podrían sufrir daños por chocar contra estos elementos, por lo que es necesario implantar algún tipo de amortiguador a lo largo de la estructura a fin de minimizar estos daños.

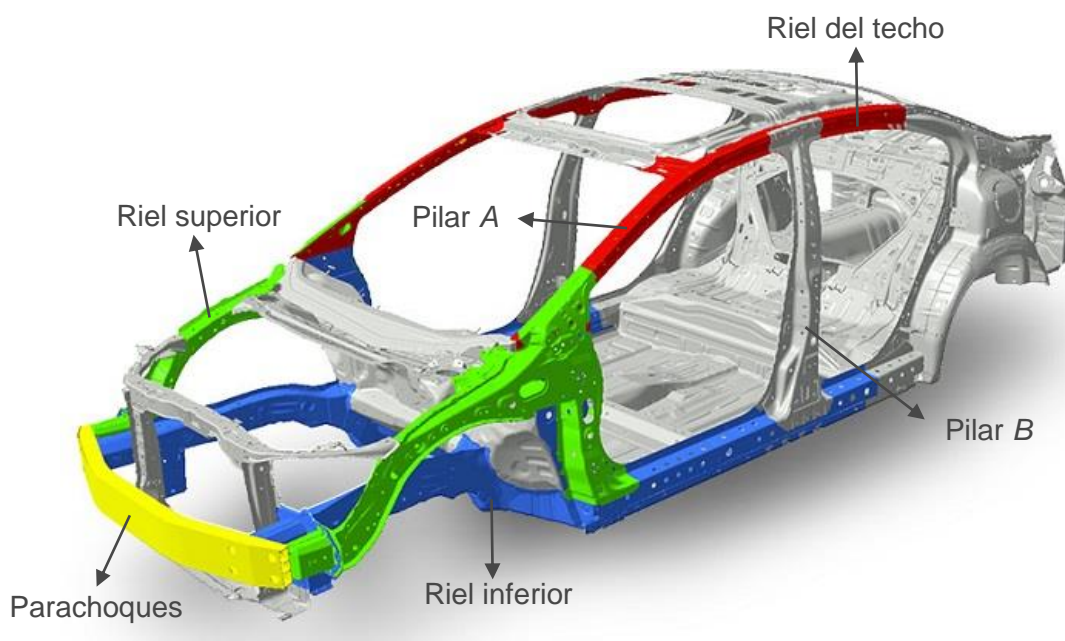


Figura 2.9. Estructura de un vehículo automóvil. [Fuente: Honda]

El mayor inconveniente con el que se encuentran las empresas en los choques laterales, es el poco espacio existente para deformarse antes de sufrir una inclusión en el habitáculo. Es por eso que se implementan puertas y pilares reforzados logrando pequeñas inclusiones. Los últimos diseños logran que objetos que no tienen como función principal la protección, tales como asientos o ruedas, tomen parte en la transformación de la energía del golpe, ayudando a maximizarla.

También es posible reducir las consecuencias aplicando esta tecnología a los elementos que pueden interactuar con los automóviles. Los guardarrailes son el primer ejemplo, siendo chapas de acero galvanizado en forma de W (Figura 2.10), sostenidas sobre barras tubulares de acero o de madera. Cuando se produce una colisión contra estos elementos, la energía cinética se va disipando por la deformación de la estructura en forma de W ayudando a la deceleración del vehículo. Aunque también tienen como función ayudar a volver a la circulación en caso de una desviación leve, puesto que van paralelas a las vías ^[6].

Estos sistemas también son aplicables a vehículos de obras y diferentes estructuras cercanas a las vías para aumentar la protección en caso de que un vehículo se salga de la calzada. Es posible implementarlos también para aumentar la absorción de energía de elementos extremadamente rígidos, estructuras a base de hormigón u otros materiales rígidos, tales como túneles, edificios y puentes. Existen los llamados “puntos negros” en los cuales la instalación de sistemas específicos reduce satisfactoriamente las consecuencias de los accidentes ^[6].

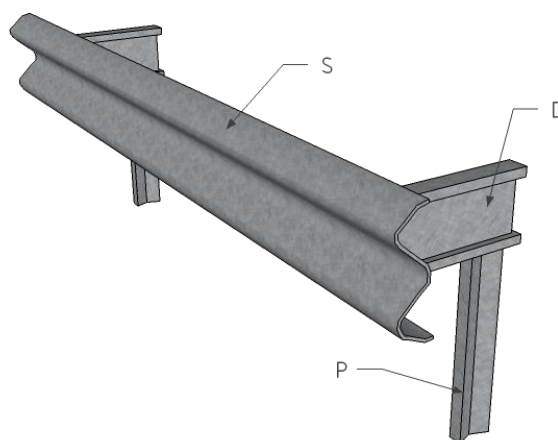


Figura 2.10. Estructura de W en guardarrailes. [Fuente: Wikipedia: Traffic barrier]

2.6.2 FERROCARRIL

A fin de reducir las emisiones de CO₂ y otros contaminantes producidos por los motores de combustión alternativos (instalados actualmente en la mayoría de los automóviles), se está fomentando cada vez más el uso de transportes colectivos. Las líneas de ferrocarril son una de estas alternativas, por su rapidez y su capacidad de transportar más de 300 pasajeros simultáneamente.

Estas altas velocidades y cantidad de ocupantes, obligan a aumentar los elementos de seguridad. Es por esto que los requisitos de seguridad impuestos por el CEM (Crash Energy Management) para los ferrocarriles son bastante más estrictos que los que rigen a vehículos sobre ruedas ^[20]. A diferencia de los automóviles, los ferrocarriles tras la colisión suelen conservar cierta velocidad, manteniendo una cantidad de la energía cinética, lo cual influye en la determinación de estos sistemas de seguridad ^[4].

El sistema CEM tiene tres elementos clave, en lo que a protección pasiva contra choques se refiere. La zona de choque dispone de enganches de retroceso, elementos de enclavamiento y una zona destinada a la absorción de energía en el impacto que se deforme de manera controlada sin invadir el habitáculo, que se encuentra al final del bastidor.

Aunque la mayoría de la energía la absorbe el sistema primario que se encuentran dentro del bastidor, otros elementos como el techo también absorben una cierta cantidad de energía ^[20]. Véase las cantidades de energía absorbidas por cada elemento y su recorrido en la Tabla 2.1.

Elemento	Absorción energía [MJ]	Recorrido [cm]
Enganche de retroceso	0.41	20
Elementos enclavamiento	0	0
Elementos primarios de absorción	2.7	76
Techo	0.27	76
Total	3.38	96

Tabla 2.1. Absorción de energía de los diferentes elementos de un tren ^[20].

Enganches de retroceso

El requisito de resistencia al impacto (*crashworthiness*) para este elemento es devolver pequeñas fuerzas de forma que no activen de forma prematura los elementos que se encuentran al final del bastidor. Absorbe la energía en impactos inferiores a 24 km/h evitando de este modo una activación prematura del elemento principal de absorción. La carga de activación del enganche de retroceso se establece de forma que se reduzca la posibilidad de sufrir retrocesos en impactos suaves ^[21].

En el caso en que el enganche y la zona de choque se encuentren dispuestas en serie, anteriores estudios ^[10] sugieren que la fuerza de retroceso podría llegar a ser como la máxima fuerza de choque. Si los dos sistemas son independientes, se admite una fuerza de retroceso aún mayor, siempre y cuando no supere a la dureza del habitáculo.

Sistemas de enclavamiento

Aunque los sistemas de enclavamientos en ocasiones sirven para absorber energía, su función consiste en impedir el desplazamiento vertical o elevación de los coches, soportando sus componentes una fuerza de al menos $F = 445 \text{ kN}$ en choques.

En caso de haber una reducción de la velocidad este dispositivo se comprimirá, pero en caso de querer desplazarse en la dirección vertical el sistema se opondrá, como bien se esquematiza en la Figura 2.11.

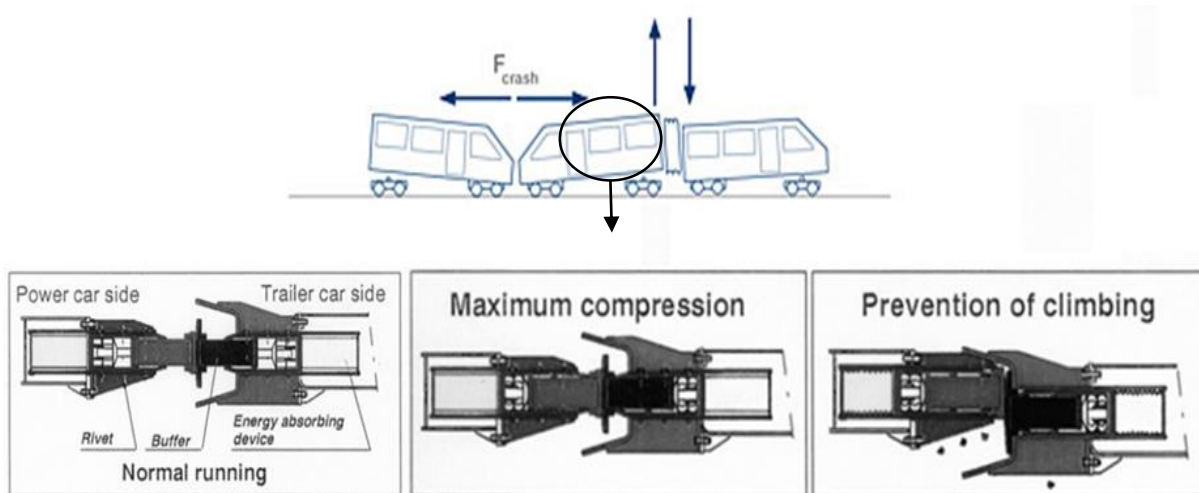


Figura 2.11. Ejemplo funcionamiento del sistema de enclavamiento antielevación ^[21].

Además, dicho sistema tiene que funcionar cuando se produzcan desajustes debido a movimientos dinámicos, curvado, desgaste de las ruedas y pequeñas diferencias en la distribución del peso sobre el bastidor ^[21]. Aunque resulte difícil cuantificar estas posibilidades, y por tanto la holgura en cada dirección, se ha establecido lo siguiente:

- Más de 10 cm lateralmente.
- Más de 7,6 cm en dirección vertical.
- Más de 1 grados de rotación de los ángulos de guiñada y cabeceo.

Zona de impacto

La Figura 2.12 ilustra la zona de deslizamiento que poseen las zonas de impacto. Esta parte deslizante incluye los elementos primarios de absorción de energía fijos al bastidor, aunque no esté en la imagen a fin de ser más clara. Al alcanzar un valor de carga este sistema se pone en funcionamiento, viéndose acompañado por la deformación de la zona de absorción de energía ^[20].

El elemento principal de absorción de energía que se ve desplazado por el elemento deslizante mencionado anteriormente, consta de dos tubos cuadrados de pared delgada, contruidos generalmente de acero A572-50 ^[20].

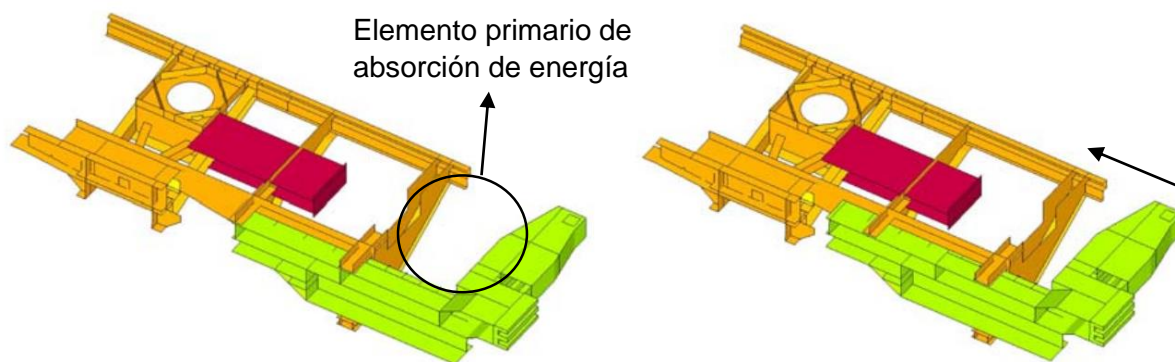


Figura 2.12. Zona deslizante de la zona de choque. Medio modelo, simétrico ^[20].

Toperas

Las vías terminales tienen dispuestos unos dispositivos de absorción de energía para frenar al convoy en situaciones extraordinarias. Entran en juego en las situaciones en las que no ha sido capaz de reducir su velocidad por sí solo, siendo válidas hasta velocidades de 10 km/h. Estos dispositivos se llaman toperas, en la Figura 2.13 se puede observar que existen diferentes tipos:

- Rígidas (derecha) y
- Deformables (izquierda) ^[30].

Las más comunes son las rígidas, siendo metálicas o de hormigón. Poco a poco están siendo cada vez más relevantes las deformables del tipo zapatas de fricción. Cuando el tren impacta sobre ellas las desliza, arrastrándolas. A lo largo de este recorrido, la topera arrastra unas mordazas, estas tienen unas zapatas que friccionan con la cabeza del carril, realizando la función de freno. Otro tipo de topera deformable son las llamadas “hydraulic buffer”. Que como su nombre indica, consta de un sistema amortiguador hidráulico cilindro-pistón a base de aceite.



Figura 2.13. Ejemplo de los diferentes tipos de toperas.

2.6.3 AERONAVE

En el caso de los aviones para su aterrizaje, aparte de los elementos de freno es necesario incorporar elementos que absorban la energía de choque en el momento de contacto con el suelo. Para ello se utilizan los llamados trenes de aterrizaje que desempeñan la función antes explicada. Estos solamente tienen relevancia cuando existe contacto entre el avión y el suelo, durante el vuelo suponen un peso muerto. Por esto la ligereza es el factor dominante en su diseño.

Puesto que la utilización de elementos deformables plásticamente no sería rentable, se utilizan sistemas de amortiguación. La absorción de energía no solo se lleva a cabo por la amortiguación del tren de aterrizaje, sino que las ruedas (llantas) también toman un papel importante. Llegando a tener un mismo avión hasta 16 ruedas repartidas en diferentes ejes ^[22].

Estos amortiguadores han sufrido una gran evolución a lo largo de los años, y constituyen la mayor parte del peso del tren de aterrizaje. Se comenzaron a usar pastillas de goma, que se vieron sustituidas por muelles bobinados de acero o goma. Posteriormente aparecieron las suspensiones neumáticas y oleoneumáticas. Estas últimas son las más usadas actualmente, logrando una mejor eficiencia, disipación de energía y recuperación del equilibrio de forma controlada.

Consiste en una mezcla de aceite y gas, separados únicamente por una placa con un orificio. Cuando se produce la subida del vástago, al aceite pasa a través del orificio, controlándose el flujo con una varilla. En el momento en que desaparece la presión, el sistema recupera su posición inicial por la presión interna del fluido y gas ^[14] (Figura 2.14).

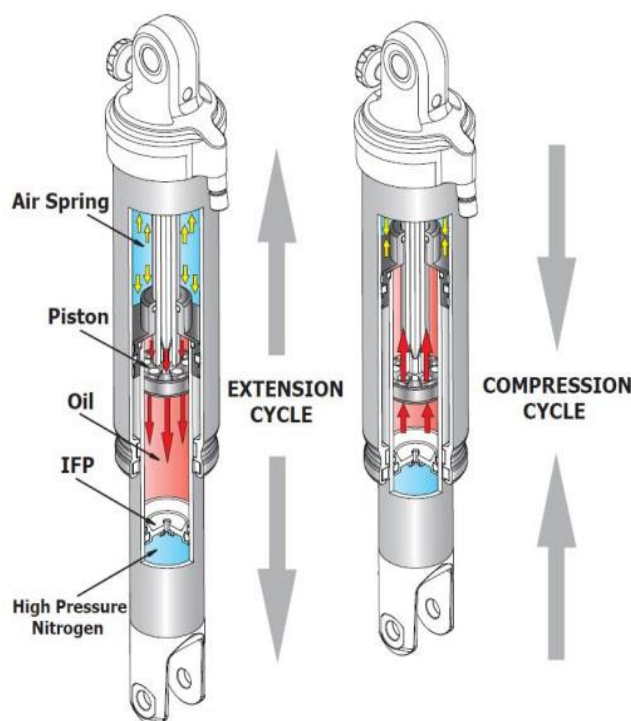


Figura 2.14. Funcionamiento amortiguador oleoneumático de un tren de aterrizaje ^[22].

2.6.4 INDUSTRIA

Estos sistemas son comúnmente utilizados para proteger de daños industriales. En zonas montañosas en las cuales son normales los desprendimientos, se construyen redes con estos sistemas a fin de atrapar los desprendimientos de rocas. En general, en la minería, construcción y en estructuras de protección contra impactos utilizan estos diseños debidos a los terrenos peligrosos en los que trabajan ^[6].

Las cabinas de las máquinas industriales tienen peligro de colisión con las rocas desprendidas, lo que obliga a instalar sistemas de absorción de energía en la parte superior de las mismas, dejando una altura suficiente para que la deformación no alcance a los ocupantes.

Otra aplicación de gran importancia para la seguridad, reside en los tubos que transportan fluidos. Estos fluidos sufren grandes golpes de ariete debidos a las altas presiones y velocidades. Aunque estén diseñadas para soportar las condiciones de trabajo, otros factores pueden ser desencadenantes del fallo (terremotos, fatiga o corrosión).

La velocidad y presión del fluido empuja con gran fuerza a la tubería al producirse una rotura, deformándola y produciendo un efecto látigo, siendo peligroso para el resto de componentes por la posible colisión. Es por esto que hay que diseñar un sistema de contención, que consiste en absorber la energía que produce el movimiento de la tubería ^[6].

2.6.5 PROTECCIÓN PERSONAL

Existe una implementación para la protección personal. Elementos como los cascos o los chalecos antibalas tienen una gran capacidad de absorción de energía en poco espacio.

Debido a la gravedad de una lesión en la cabeza, los cascos de seguridad en ámbitos de trabajos con riesgo de desprendimiento de objetos han sido implantados de forma obligatoria. Estos cascos son comúnmente utilizados en diversos deportes como ciclismo, boxeo, hípica o motociclismo. Más ampliamente explicado por Guoxing 2003 ^[6].

2.6.6 PAQUETERÍA

La seguridad en el transporte es independiente del paquete, ya sea humano o físico. El paquete tiene la función de proteger el interior de los daños que pueda causar su transporte. Por lo que resulta igual de importante el contenido como su recubrimiento, ya que en ocasiones sirven como contención en caso de rotura, es el caso de sustancias peligrosas.

El elemento más común siempre ha sido papel arrugado, por ser un sistema de protección barato y accesible. Para la protección de objetos frágiles se utiliza comúnmente PE (polietileno).

2.7 ENSAYOS EN VEHÍCULOS. CRASH TEST

Como bien se ha mencionado anteriormente, las simulaciones son muy buenas aproximaciones del comportamiento de las estructuras en la realidad. Pero no es suficiente, las simulaciones no tienen en cuenta todos los factores existentes en un choque real. Es por esto que es necesario la realización de ensayos físicos para aumentar la información y poder contrastar resultados. Por ello se realizan accidentes provocados en laboratorios que sean capaces de simular de la forma más real posible el comportamiento del vehículo, denominados “Crash Test”.

Estos ensayos son llevados a cabo principalmente por tres grupos ^[26]:

- Fabricantes: Antes de que un vehículo pueda salir al mercado, ha de cumplir una serie de requisitos mínimos para cumplir las exigencias de homologación. Por ello los fabricantes deben llevar a cabo diferentes pruebas de choque para asegurarse de que son aptos, es decir, que cumplen la seguridad mínima exigida.
- Corporaciones de homologación: Disponen de centros dedicados exclusivamente a la comprobación de las homologaciones. Estos ensayos a llevar a cabo deben seguir la normativa vigente de cada país. La Unión Europea dispone de una normativa aplicable a todos los países que la componen.
- Corporaciones NCAP: Las organizaciones NCAP (New Car Assessment Programme) se forman por diferentes entidades y tienen como objetivo verificar la seguridad de los vehículos nuevos que se lanzan al mercado. EuroNCAP es el consorcio más conocido en Europa, su programa pretende dar información, de acceso público, referente a diferentes análisis de seguridad acerca cada uno de los vehículos existentes en el mercado.

Estos ensayos son criticados, ya que la masa afecta de forma negativa en los resultados del impacto contra una barrera, mientras que en el impacto contra otro vehículo, la masa resulta positiva como se ha explicado en el apartado de las incompatibilidades de masa (2.2.1). En el caso de ensayos frontales, las pruebas EuroNCAP son más exigentes que las realizadas por los test de homologación, ya que realizan las pruebas a una velocidad superior ^[27] (64 km/h en vez de 56 km/h). Anteriormente los fabricantes se limitaban a cumplir los requisitos mínimos de seguridad, pero gracias a asociaciones como esta que sacan a la luz los resultados de sus vehículos, se ven obligados a aumentar la seguridad de los mismos.

2.7.1 ENSAYOS EN VEHÍCULOS AUTOMÓVILES

Actualmente las pruebas de choque en vehículos automóviles se pueden resumir en frontales, laterales, traseras, vuelco, dañabilidad, resistencia del paragolpes y peatones, las cuales se verán explicadas a continuación ^[27]:

- Impacto frontal. Comprueba la capacidad del habitáculo para no sufrir intrusiones gracias a los sistemas de absorción de energía delanteros, y es realizado contra una barrera

deformable de aluminio alveolado. Debe existir una superposición de al menos del 40% entre la barrera y el frontal del vehículo.

- Trasero. Al igual que la prueba frontal, comprueba la capacidad de absorción del vano trasero y resistencia del habitáculo.
- Lateral. En este tipo de impacto no se dispone de una zona tan amplia de absorción de energía como en el caso del choque frontal, existe poco espacio entre los ocupantes y el interior del vehículo. Otro ensayo es el lateral contra poste.
- Vuelco. Comprueba la deformación del techo, siendo este el factor más importante en los vuelcos, ya que puede golpear a los ocupantes en la cabeza.
- Dañabilidad. No está relacionado con la seguridad del vehículo, sino que analiza los costes de la reparación tras un accidente.
- Paragolpes. Disponen de su propia normativa, deben ser capaces de absorber la energía de pequeños impactos sin que se produzcan daños graves.
- Peatones. Es la prueba más reciente, sirve como comprobación de las posibles lesiones a un peatón en las piernas y la cabeza.

Las pruebas más importantes, por la gravedad de las posibles lesiones tras el impacto, resultan las frontales y las laterales. En la Figura 2.15 podemos observar un esquema de cómo se llevan a cabo las pruebas frontal y lateral. Destacar que ambas tienen lugar a una velocidad de 56 km/h (15.55 m/s).

Es destacable la cantidad de ensayos que se llevan a cabo para analizar la seguridad de un vehículo. Los ensayos pueden parecer similares, pero cada uno tiene un objetivo muy concreto a la hora de analizar el comportamiento de un vehículo en un accidente real ^[27]. Ciertamente es que los accidentes son impredecibles, es por esto que resulta complicado tener en cuenta todos los posibles factores de un accidente real. Por ello, a la hora de elegir un vehículo cuanto más seguro sea el vehículo, más posibilidades de salir libre de lesiones.

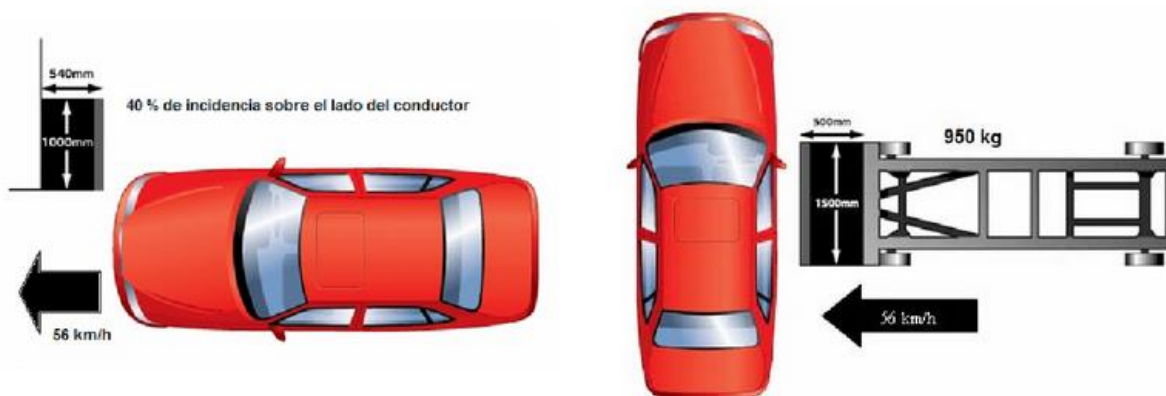


Figura 2.15. Esquema ensayos sobre vehículos automóviles ^[26].

2.7.2 ENSAYOS EN VEHÍCULOS FERROCARRILES.

El objetivo de FRA (Federal Railroad Administration's) consiste en evaluar y mejorar la resistencia de los ferrocarriles frente a impacto para aumentar la supervivencia de los trenes de pasajeros ^[25]. Se llevan a cabo diferentes tipos de test para comprobar la resistencia frente a impacto de la tecnología existente con las mejoras propuestas. Existen principalmente tres tipos de test para cada escenario:

- Impacto de un único coche contra una barrera fija (Figura 2.16 a).
- Impacto de dos coches contra una barrera fija (Figura 2.16 b).
- Impacto entre un tren dirigido por coche y uno dirigido por una locomotora. El primero arrastra cuatro vagones de pasajeros y un coche motriz, mientras que el segundo arrastra dos vagones de mercancías. Se intenta alcanzar un peso parecido en ambos trenes. Todos los coches tienen zonas de choque dispuestas con lo explicado en el apartado 2.6.2 a fin de comprobar su comportamiento ^[24] (Figura 2.16 c).

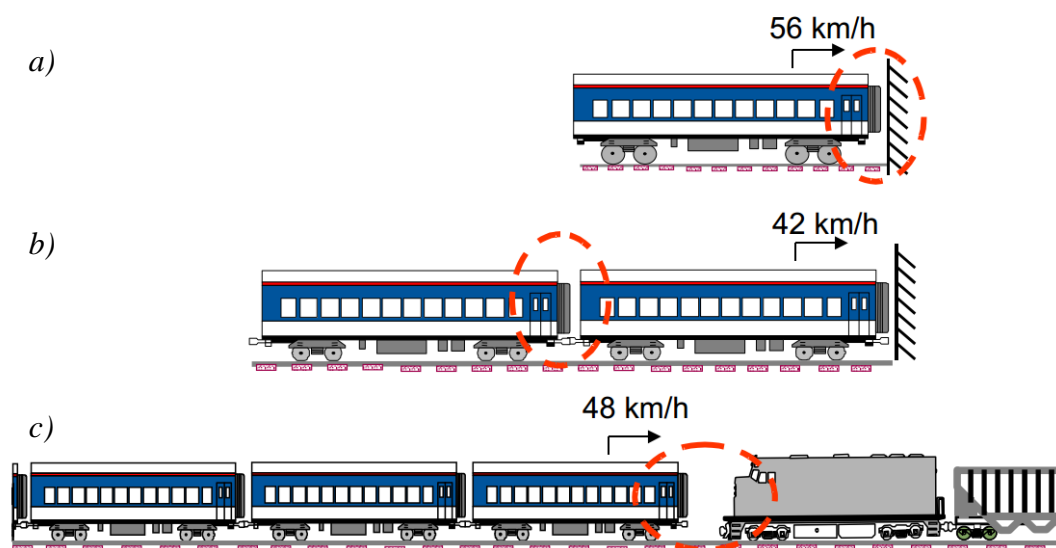


Figura 2.16. Esquema de los ensayos en ferrocarriles ^[25].

2.7.3 ENSAYOS EN VEHÍCULOS AÉREOS.

A diferencia de los ensayos que se llevan a cabo en los automóviles y los ferrocarriles, los realizados en el sector aeronáutico no tienen como objetivo valorar el comportamiento de un vehículo en concreto. Sino que analiza el daño producido por diferentes impactos y sus consecuencias a fin de ser de utilidad para el diseño de futuros vehículos ^[28].

Son llevados a cabo por organizaciones tales como la FAA (Federal Aviation Administration) o la NASA (National Aeronautics and Space Administration) para aviones de uno y dos motores. No existe una normalización de este tipo de ensayos, por lo que cada organización ha llevado a cabo diferentes tipos de *crash test* a lo largo de los años.

Entre los destacables, se encuentra el llevado a cabo por la FAA y la NASA, consta de tres aviones que impactan a una velocidad de 27 m/s a tres ángulos de trayectoria diferentes, -15° , -30° y -45° . Además se analiza el daño producido por variaciones del ángulo de guiñada y de balanceo. En la Figura 2.17 se observa un esquema de cómo se llevan a cabo estos ensayos y de las variables mencionadas ^[28].

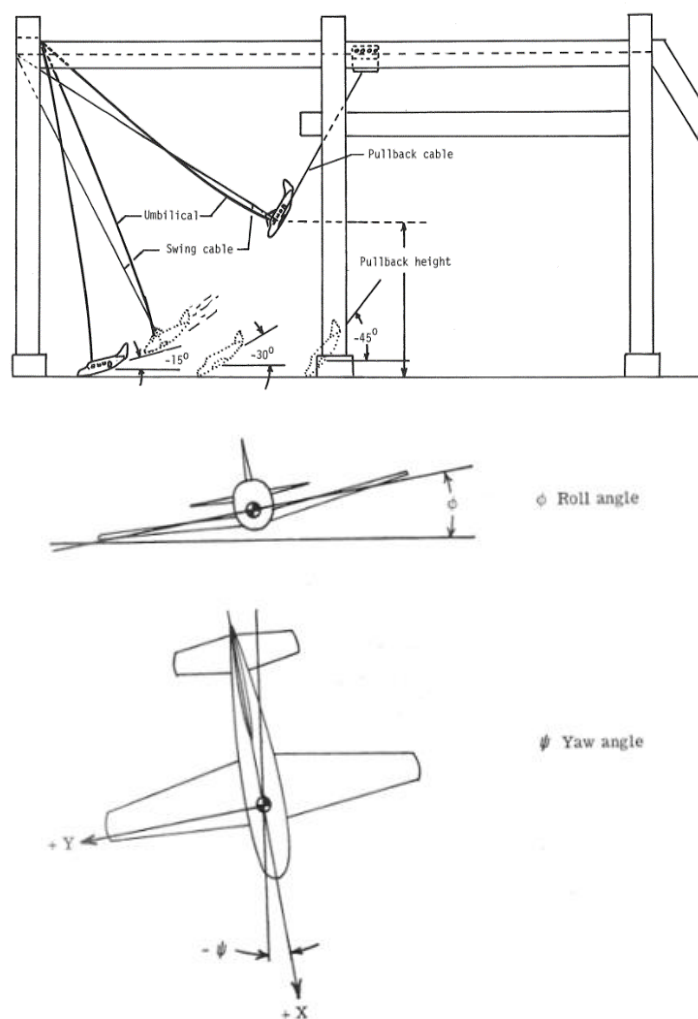


Figura 2.17. Esquema ensayos en aviones, ángulo de guiñada y balanceo ^[28].

Tras el impacto existe riesgo de incendio o explosión, lo cual preocupa a la industria aeronáutica, incrementando de esta forma nuevas asociaciones comprometidas con el problema del fuego tras impacto ^[31].

Capítulo 3. Metodología

3.1 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Como ya se ha mencionado anteriormente, se realizarán las simulaciones utilizando el programa informático *Abaqus*. Está diseñado para llevar a cabo la resolución de problemas ingenieriles de alta complejidad haciendo uso del **modelo de los elementos finitos**.

3.1.1 DEFINICIÓN DEL MÉTODO

El fundamento del método es la aproximación de problemas continuos, representando el objeto o estructura de estudio como un conjunto de subdivisiones finitas conocidas como **elementos**, conectados con sus adyacentes a través de **nodos** ^[32].

La discretización de la estructura continua se lleva a cabo realizando divisiones equivalentes del mismo (elementos finitos), de tal manera que al ensamblarlos se obtenga de nuevo el original. Estos elementos, ya sean unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales, se encuentran entrelazados entre sí mediante los mencionados nodos. Las variables del problema resultan ser los grados de libertad de cada nodo, es decir, los desplazamientos del mismo. El cálculo se realiza para cada división, a través del uso de matrices, ya que resultan de fácil manejo haciendo uso de ordenadores. Y tras una posterior combinación de las mismas se obtiene una solución total.

Estas soluciones nos muestran los desplazamientos de dichos puntos junto con las deformaciones y las tensiones del sistema. Los elementos de unión tienen las propiedades del material asignado al modelo, la rigidez y sus relaciones constitutivas lo relacionan con las deformaciones y las fuerzas externas.

Resulta destacable el uso de este método para la resolución de problemas en campos ingenieriles o fisicomatemáticos, como por ejemplo ^[32]:

- Análisis de estructuras.
- Problemas de transferencia de calor.
- Estudio del flujo en fluidos.
- Transporte de masa.
- Cálculo del potencial electromagnético.

3.1.2 APLICACIÓN DEL MÉTODO

La combinación de elementos unidos a través de nodos (i, j, k...), constituyen el elemento finito (Figura 3.1).

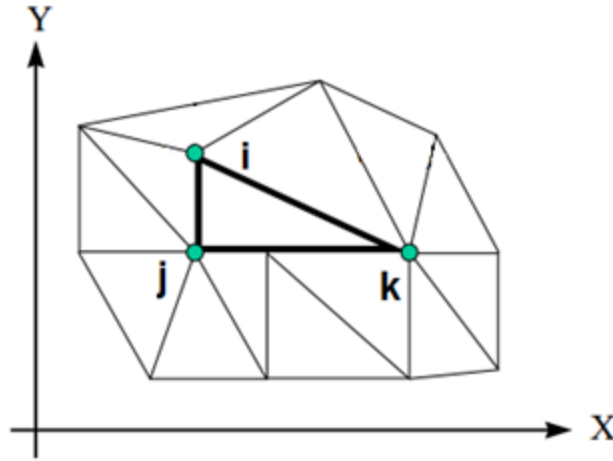


Figura 3.1. Coordenadas de los nodos en un elemento finito plano ^[33].

Los desplazamientos de los puntos de un elemento se obtienen a través de la siguiente expresión ^[33]:

$$\vec{d} = \sum N_i a_i^e = [N_i N_j N_k \dots] \begin{pmatrix} \vec{a}_i \\ \vec{a}_j \\ \vec{a}_k \\ \vdots \end{pmatrix}^e = N a^e \quad (3.1)$$

Donde N son funciones de forma y a^e es el vector de desplazamientos nodales.

A partir de los desplazamientos y definiendo un correcto operador lineal (S), se pueden obtener las deformaciones y tensiones de cualquier punto:

$$\varepsilon = S d = S N a \quad (3.2)$$

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) + \sigma_0 \quad (3.3)$$

D es la matriz de elasticidad que tiene las propiedades del material, ε_0 es la deformación inicial y σ_0 la tensión residual interna. También se pueden relacionar las fuerzas nodales q^e con las tensiones en el contorno σ y las fuerzas distribuidas de volumen F_v y de superficie F_s , haciendo uso del método de los trabajos virtuales:

$$q^e = \iiint B^T \sigma dV - \iiint N^T F_V dV - \iint N^T F_S dA \quad (3.4)$$

Para mayor información acerca del método de los elementos finitos se puede consultar el libro “El método de los elementos finitos” de O.C. Zienkiewicz y R.L. Taylor ^[39].

3.2 MODELO DE ENDURECIMIENTO

Para la obtención de parámetros tales como la tensión σ en función de otros como la deformación ϵ o la temperatura T , se hace uso de las ecuaciones constitutivas. Existen diferentes ecuaciones basadas en distintas hipótesis, materiales y las condiciones de carga aplicadas. Dichas ecuaciones se pueden clasificar en dos grandes grupos según sea el método llevado a cabo para su obtención ^[34]; En primer lugar las fenomenológicas, las cuales haciendo uso de diferentes ecuaciones logran ajustar los datos experimentales en una sola curva (Figura 3.2). En el segundo las basadas en modelos físicos. Estas ecuaciones tienen en cuenta el comportamiento físico del material a nivel microscópico, es decir, se basan en la microestructura del material.

Existen diferentes modelos como bien se ha mencionado anteriormente, resultando destacables tres de ellos ^[34]:

- Modelo de endurecimiento de Steinberg – Guinan (1980).
- Modelo de endurecimiento de Zerilli – Armstrong (1987).
- Modelo de endurecimiento de Johnson – Cook (1983).

Donde este último es el utilizado en el presente trabajo para llevar a cabo la simulación numérica en el código de elementos finitos en *Abaqus*.

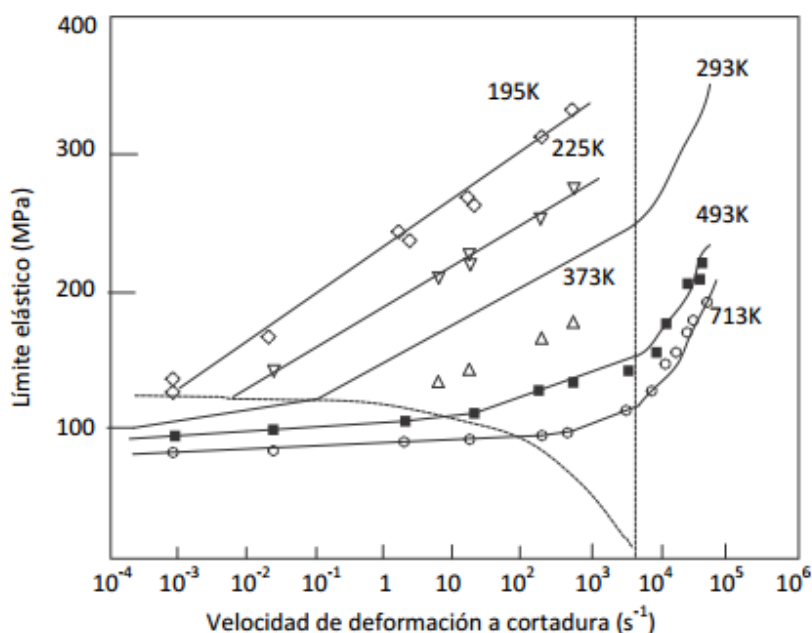


Figura 3.2. Límite elástico en función de la deformación a diferentes temperaturas ^[38].

3.2.1 MODELO DE ENDURECIMIENTO DE JOHNSON – COOK

Este modelo resulta idóneo para materiales metálicos sometidos a impacto, que sufren grandes deformaciones, elevadas velocidades de deformación y temperaturas. Este modelo no está basado en la teoría de la plasticidad tradicional, reproduciendo por consiguiente muchas de las respuestas producidas por impactos y penetraciones en metales ^[34].

Johnson & Cook definieron la tensión equivalente de Von Misses, σ , como el producto de tres términos. Siendo estos las claves para representar la respuesta de los materiales, donde el primero establece la dependencia del material al endurecimiento por deformación, el segundo la sensibilidad a la deformación y el último la sensibilidad a la temperatura.

Formulándose por lo tanto de la manera siguiente ^[37]:

$$\sigma(\epsilon_p, \dot{\epsilon}_p, T) = [A + B\epsilon_p^n] \left[1 + C \ln\left(\frac{\dot{\epsilon}_p}{\dot{\epsilon}_0}\right) \right] \left[1 - \left(\frac{T-T_0}{T-T_{melt}}\right)^m \right] \quad (3.5)$$

Donde:

- A es el límite elástico a temperatura ambiente.
- B y n corresponden al efecto del endurecimiento por deformación.
- C es la sensibilidad a la velocidad de deformación.
- m establece la sensibilidad a la temperatura.
- ϵ_p es la deformación plástica efectiva.
- $\dot{\epsilon}_p$ resulta la velocidad de deformación.
- $\dot{\epsilon}_0$ es la velocidad de deformación de referencia.
- T_{melt} es la temperatura de fusión del material.
- T_0 es la temperatura de referencia.
- T es la temperatura ambiente.

Aunque no será utilizada, cabe mencionar la existencia de una fórmula revisada del modelo de Johnson – Cook, especialmente adecuada para materiales dúctiles, ya que se producen altos endurecimientos debido a las elevadas velocidades de deformación.

Dando lugar a la siguiente ecuación:

$$\sigma(\epsilon_p, \dot{\epsilon}_p, T) = [C_1 + C_2\epsilon_p^n] \left[1 + C_3 \ln\left(\frac{\dot{\epsilon}_p}{\dot{\epsilon}_0}\right) + C_4 \left(\frac{1}{C_5 - \ln\left(\frac{\dot{\epsilon}_p}{\dot{\epsilon}_0}\right)} - \frac{1}{C_5} \right) \right] \left[1 - \left(\frac{T-T_0}{T-T_{melt}}\right)^m \right] \quad (3.6)$$

Se puede observar que se ha añadido un término en lo que a la sensibilidad a la velocidad de deformación respecta $C_4 \left(\frac{1}{C_5 - \ln\left(\frac{\dot{\epsilon}_p}{\dot{\epsilon}_0}\right)} - \frac{1}{C_5} \right)$, mejorando de este modo el modelo para altas velocidades de deformación. C_5 es un parámetro obtenido a partir de la realización del logaritmo neperiano a una velocidad crítica de deformación, a partir de la cual el endurecimiento por deformación sufre un notable incremento.

3.3 MODELO DE DAÑO

A fin de realizar la simulación correctamente, es necesario aplicarle un criterio de daño, para que determine el fallo del material. “*Se entiende ductilidad de rotura como la capacidad de un material de soportar una determinada cantidad de deformación sin que llegue a rotura*”^[35]. Y para obtener este parámetro, es correcta la utilización de la deformación plástica equivalente $\bar{\epsilon}_p$.

La mayoría de los ensayos estáticos realizados sobre probetas entalladas, parten de las fórmulas de Bridgman^[36]:

$$\sigma^* = \left(\frac{\sigma_H}{\bar{\sigma}} \right) = \frac{1}{3} + \ln \left(1 + \frac{r}{2R} \right) \quad (3.7)$$

$$\bar{\epsilon}_p^R = 2 \ln \left(\frac{d_0}{d} \right) \quad (3.8)$$

Donde

- r son el radio de la probeta en la entalla.
- R el radio de la entalla.
- d y d₀ son los diámetros final e inicial.
- σ^* es la triaxialidad.
- σ_H es la componente hidrostática de la tensión.
- $\bar{\sigma}$ es la tensión de Von Misses.

Los modelos más extendidos son el de Bao – Wierzbicki y el de Johnson – Cook, siendo este último el utilizado en este trabajo.

3.3.1 MODELO DE ROTURA DE JOHNSON- COOK

Deriva del modelo de Hancock y Mackenzie^[37], y asigna un parámetro de acumulación de daño progresivo para el material, w, establecido por^[35]:

$$w = \sum \frac{\Delta \bar{\epsilon}_p}{\bar{\epsilon}_p^R} \quad (3.9)$$

Donde $\Delta \bar{\epsilon}_p$ es el incremento de la deformación plástica equivalente y se obtiene el parámetro $\bar{\epsilon}_p^R$ haciendo uso de la siguiente fórmula:

$$\bar{\epsilon}_p^R(\dot{\epsilon}_p, T, \sigma_H, \bar{\sigma}) = \left[d_1 + d_2 \exp \left(d_3 \frac{\sigma_H}{\bar{\sigma}} \right) \right] \left[1 + d_4 \ln \left(\frac{\dot{\epsilon}_p}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] \left[1 + d_5 \left(\frac{T - T_0}{T - T_{melt}} \right) \right] \quad (3.10)$$

Siendo d₁, d₂, d₃, d₄, d₅ constantes del material, $\dot{\epsilon}_0$ la velocidad de deformación de referencia, T₀ la temperatura ambiente y T_{melt} la temperatura de fusión.

Cabe destacar la posibilidad de estudiar los efectos por separado dado el desacoplamiento de los mismos. Una vez alcanzado un valor de w=1 para el material, se producirá la rotura del mismo.

3.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

La principal característica a tener en cuenta en los diseños que se llevarán a cabo será indudablemente la **capacidad de frenar por completo al objeto que impacta**. No obstante, modelos que no sean capaces de absorber toda la energía cinética del otro cuerpo como consecuencia del plegado progresivo, serán descartados inmediatamente.

Entre los que cumplan satisfactoriamente esta premisa, se buscará que **se deforme lo más suavemente posible**. Con esto se logrará que los ocupantes de los vehículos sufran una menor fuerza de frenado, reduciendo así las posibles lesiones en los mismos. La estructura encargada de la absorción de energía, se encuentra empotrada en uno de sus extremos (al vehículo), siendo golpeada axialmente por el otro cuerpo (Figura 1.2). Por ello, la fuerza antes mencionada será transmitida desde la estructura (**en forma de reacción en el empotramiento**), hasta los ocupantes.

Para analizar esto, uno de los parámetros de estudio serán las **reacciones en el empotramiento**, para ello, se obtendrá una gráfica que represente las reacciones sufridas en el empotramiento a lo largo del tiempo. En ella se buscará homogeneidad de las mismas, que el periodo entre variaciones de las fuerzas sea lo máximo posible, logrando de este modo deceleraciones más suaves. Esto se puede observar en la Figura 3.3, la cual muestra las reacciones sufridas en el empotramiento a lo largo del tiempo de impacto. El modelo *a* presenta deceleraciones bruscas debido a su pequeño periodo, por el contrario, el *b* sería una solución más suave gracias a los grandes periodos de tiempo entre fluctuaciones de los valores de las fuerzas.

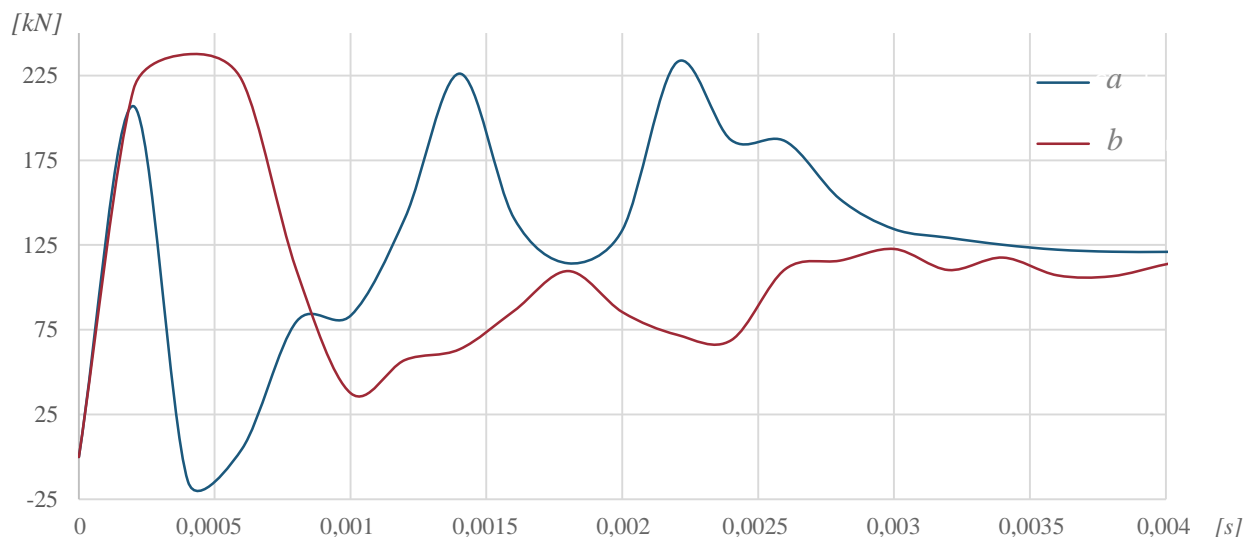


Figura 3.3. Valores de las reacciones en el empotramiento a lo largo del tiempo de dos modelos.

Además de esta gráfica se obtienen otras a fin de ser más exhaustivos con el análisis. En el apartado 2.4.1 se explica la influencia del tiempo en la fuerza sufrida por parte de los ocupantes. Siendo esta inversamente proporcional al tiempo, es decir, a menor tiempo de colisión mayor fuerza. **El tiempo de colisión hasta la completa parada del objeto impactante se analiza en diferentes gráficas.** Una de ellas muestra la energía cinética de dicho objeto a lo largo del tiempo,

pudiéndose observar perfectamente el tiempo que tarda la estructura en absorberla. Acorde a esta se obtiene otra que muestra la deformación plástica que sufre el diseño para hacer frente a la velocidad del otro objeto. En las Figuras 3.4 y 3.5 podemos observar un ejemplo de estas gráficas, la correspondiente a la energía cinética y la de disipación plástica a lo largo del tiempo, respectivamente.

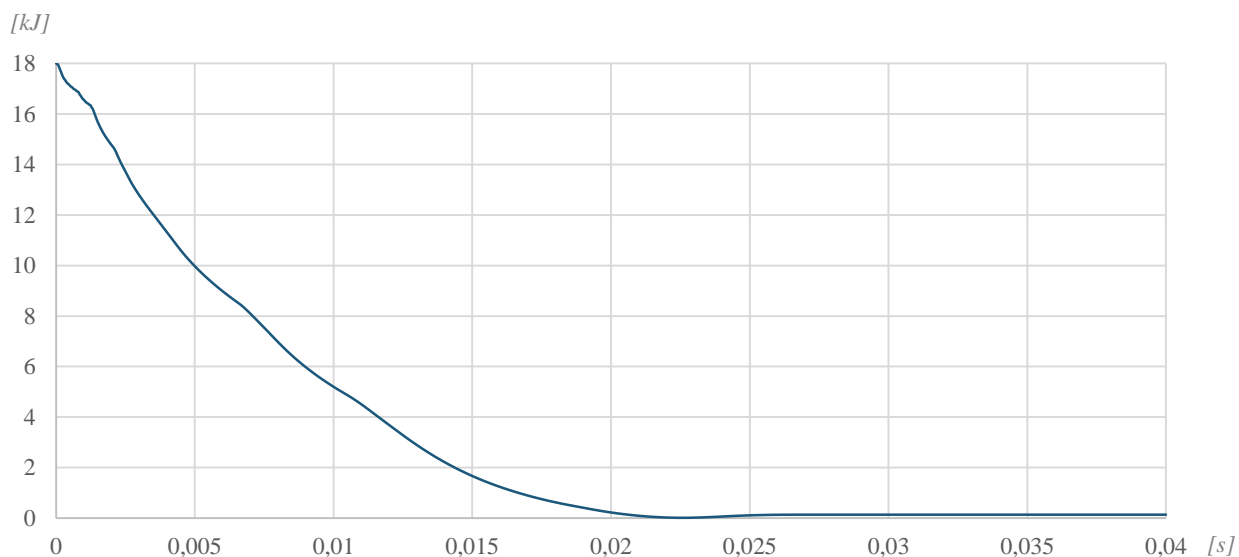


Figura 3.4. Ejemplo de gráfica de energía cinética a lo largo del tiempo.

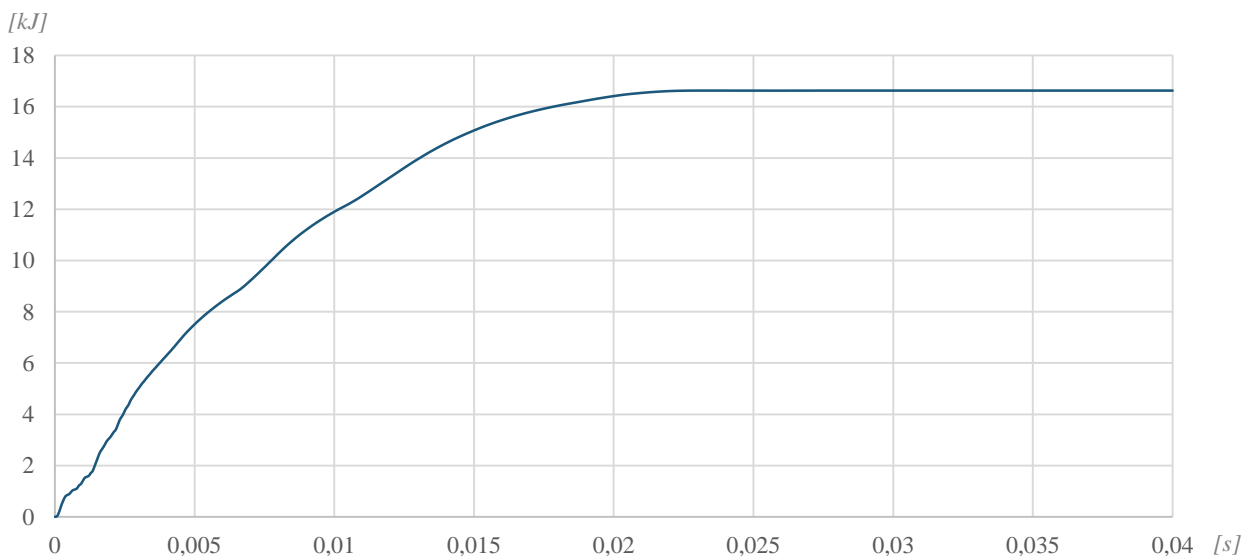


Figura 3.5. Ejemplo de gráfica de disipación plástica a lo largo del tiempo.

Se puede observar que la energía cinética alcanza el valor nulo en el momento en el que la disipación plástica de la estructura llega a su valor máximo. Siendo el tiempo transcurrido hasta este momento el tiempo total de impacto ($t = 0.022$ segundos), por lo que se tendrá que analizar dicho valor de cualquiera de las dos gráficas.

Capítulo 4. Caracterización del modelo

4.1 MATERIAL

Como bien se ha mencionado en apartados anteriores, el peso es un factor de gran importancia en todos los sectores industriales. Y dado que resultan necesarios grandes volúmenes para este tipo de estructuras, resulta necesario utilizar un material ligero ^[42].

El aluminio presenta grandes ventajas, ligereza, valor añadido, capacidad para crear ventajosas aleaciones y la posibilidad de someterlos a múltiples tratamientos, explicadas en la sección 2.5. Pero sobre todo, es importante remarcar la ligereza, dando la posibilidad de reducir hasta en un 40% el peso de las estructuras frente a otros materiales. Esto se debe a su gran capacidad de absorción de energía por unidad de peso, ya que goza de un peso específico de 2.699 kg/dm³, un tercio que el del acero. Por ello, **se ha decidido utilizar aluminio** en el presente trabajo.

Aunque la velocidad de movimiento del objeto que impacta no es elevada en comparación con la velocidad de estudios balísticos, se trata de una simulación dinámica. Por ello, la aleación a utilizar conviene que presente buenas características frente a grandes velocidades de deformación, temperaturas y deformaciones, ya que estas serán superiores a las producidas por ensayos cuasi-estáticos ^[41]. Por lo que se ha elegido el **Aluminio 1100-H12**, especialmente útil para soportar grandes deformaciones, utilizado para estudios de resistencia balística en diversas condiciones ^[12].

En la Tabla 4.1 se muestran las propiedades del aluminio de estudio, así como los coeficientes necesarios para la aplicación tanto **del modelo de endurecimiento como el modelo de daño de Johnson-Cook**.

Propiedades del Aluminio 1100-H12	
Densidad ρ (kg/m³)	2700
Módulo de elasticidad E (Pa)	65.76 E9
Coefficiente de Poisson ν	0.3
Límite elástico A (Pa)	148.36 E6
B (Pa)	345.51 E6
n	0.183
Velocidad de deformación de referencia $\dot{\epsilon}_0$ (s⁻¹)	1
C	0.001
m	0.859
Temperatura de fusión T_{melt} (K)	893
Temperatura de referencia T_0 (K)	293
Calor específico C_p (J/kg/K)	920
Coefficiente Taylor-Quinney	0.9
d₁	0.071
d₂	1.248
d₃	-1.142
d₄	0.0097
d₅	0

Tabla 4.1. Propiedades del material utilizado.

4.2 SENSIBILIDAD DE LA MALLA

El mallado es un factor determinante a la hora de llevar a cabo simulaciones en ordenadores. Un mallado más fino implica un aumento de elementos en los que se realizará el cálculo, dando lugar por consiguiente a una solución más exacta y cercana a la realidad. Además, remarcar la

importancia del uso de una malla lo más estructurada posible, ya que en caso de existir una celda excesivamente pequeña en comparación con el resto del mallado, perjudicaría innecesariamente el tiempo total de cálculo.

Este aumento de precisión tiene un coste realmente elevado en lo que a tiempo de simulación se refiere. Ya que se tienen que llevar a cabo un mayor número de cálculos y almacenamiento de los resultados de los mismos. Dado que se trata de un proceso de optimización en el cual se realizan una gran cantidad de simulaciones, resulta necesario realizar un análisis de sensibilidad de la malla.

El objetivo es alcanzar la convergencia de los resultados independientemente del mallado, tras esto se habrá obtenido el tamaño de celda máximo para alcanzar dicha convergencia, que será el utilizado en posteriores ensayos. Logrando de este modo resultados precisos disminuyendo el tiempo de trabajo al mínimo.

Se realizará la misma simulación en reiteradas ocasiones con sucesivos afinamientos de la malla, logrando así un mallado adecuado para la independencia de los resultados. Como bien se ha mencionado, es importante que la malla sea lo más estructurada posible, es por esto que se realiza una malla de elementos cuadriláteros, por lo tanto el tamaño de malla será el lado de cada elemento.

Para poder llevar a cabo una comparación precisa, se analiza para cada malla una variable concreta, en este caso se observa la fuerza máxima alcanzada para diferentes tamaños de celda. La estructura con la que se analiza la sensibilidad de la malla es una estructura de sección cuadrada, máxima longitud y peso, que es la utilizada posteriormente para determinar la masa del objeto impactante. El modelo se encuentra explicado detalladamente en el apartado 4.3.

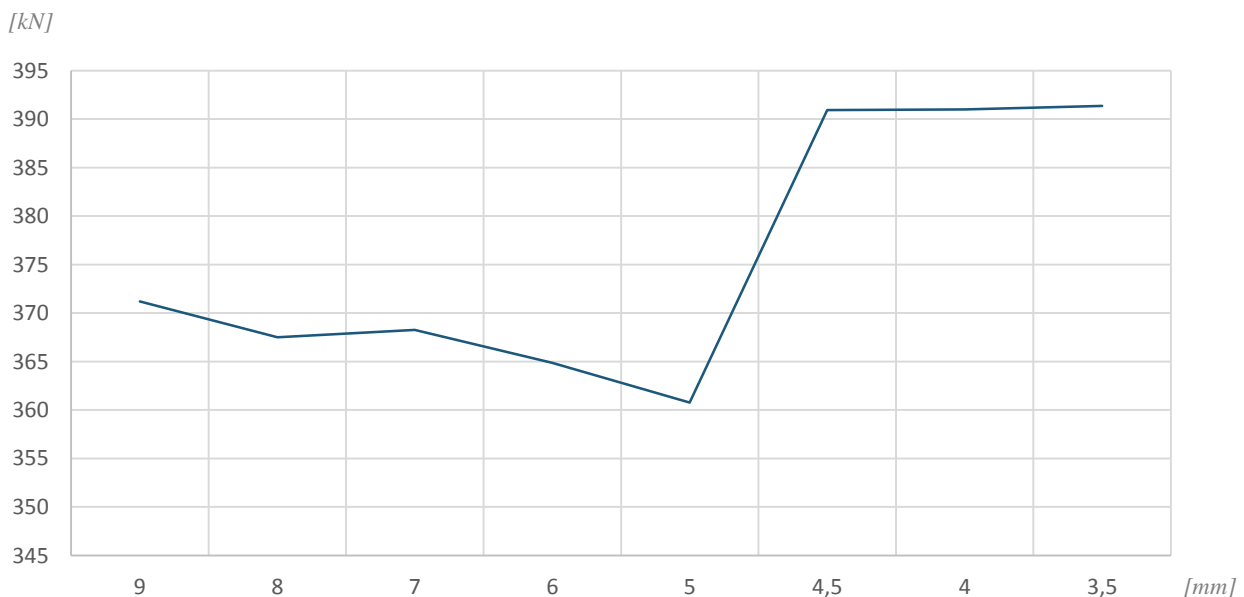


Figura 4.1. Valores de la fuerza máxima frente al tamaño de celda.

En la Figura 4.1, de un modo muy visual, se observa la convergencia de los datos para valores inferiores de tamaño de celda de 4.5 mm. A la vista de estos resultados, sería correcta la utilización de una malla con tamaño de celda de 4.5 mm, **pero ya que la convergencia es clara para valores inferiores a 4 mm y dado que no penaliza excesivamente el proceso de cálculo, se realizan las simulaciones para este tamaño.** Autores como Karagiozova ^[1] o Hanfeng ^[45] hacen uso de mallas con un tamaño de elemento de 4 mm, por lo que el valor óptimo es acorde a los diferentes autores. Aunque cabe destacar que dada la magnitud de los valores, el error cometido en caso de ser utilizado un tamaño de malla inferior, es cercano al 5%, dando lugar a una tolerancia más que aceptable.

4.3 PARÁMETROS DEL MODELO

Como bien quedó ilustrado en la Figura 1.2, se realizan ensayos que simulen impactos frontales entre vehículos. Es por ello que las estructuras diseñadas tienen como condición de contorno empotramiento en uno de sus extremos (restringido tanto el movimiento como el giro en todas las direcciones), quedando libre el opuesto, que es por donde impacta el objeto.

Es sabido que el espacio para estas estructuras queda limitado por razones de diseño de los vehículos ^[4], por ello la longitud máxima permitida es $L = 30$ cm. Con respecto al peso de modelo, ya que los fabricantes disputan una batalla por obtener el mínimo consumo en sus vehículos, el modelo no tiene permitido sobrepasar un peso total de $m = 1$ kg. En lo que a la modelización de la estructura se refiere, no se ha establecido ningún tipo de restricción, pudiendo realizarse con todas las posibilidades que el programa ofrezca. En este caso se ha decidido utilizar el tipo *shell*, es decir, tipo placa asignándole un espesor, ya que resulta beneficioso el uso de pequeños espesores en este tipo de estructuras ^[42].

El objeto que impactará sobre la estructura es un cuerpo rígido a una velocidad de $v = 15$ m/s (54 km/h), similar al utilizado en ensayos de Crash Test (apartado 2.7). La masa del mismo se establece realizando una simulación con un diseño aleatorio. La elegida será una sección cuadrada, utilizando la longitud máxima permitida ($L = 30$ cm), un lado de $l = 14$ cm y un espesor $e = 0.0022$ mm tal que se alcance el máximo peso ($m = 1$ kg). Se realiza el ensayo en varias ocasiones hasta que la estructura es capaz de frenar por completo al objeto, dando lugar a una masa máxima de $M = 160$ kg. Atendiendo a la ecuación 2.1, la estructura tiene que ser capaz de absorber una energía cinética de $U = 18,000$ julios (Figura 4.4).

Ya que el presente trabajo tiene como objetivo optimizar una estructura, se ha establecido el peso del objeto impactante con una estructura básica, que sea capaz de frenar al objeto con cierta dificultad. De este modo las mejoras se apreciarán notablemente y se realizará un exhaustivo análisis. A continuación, la Figura 4.2 muestra el pandeo que se produce en la estructura hasta frenar por completo al objeto que impacta, y las Figuras 4.3 y 4.4 los parámetros de análisis del mismo. A la vista de los resultados resulta evidente las grandes fluctuaciones que produce este modelo, generando grandes deceleraciones, no resultando deseable.

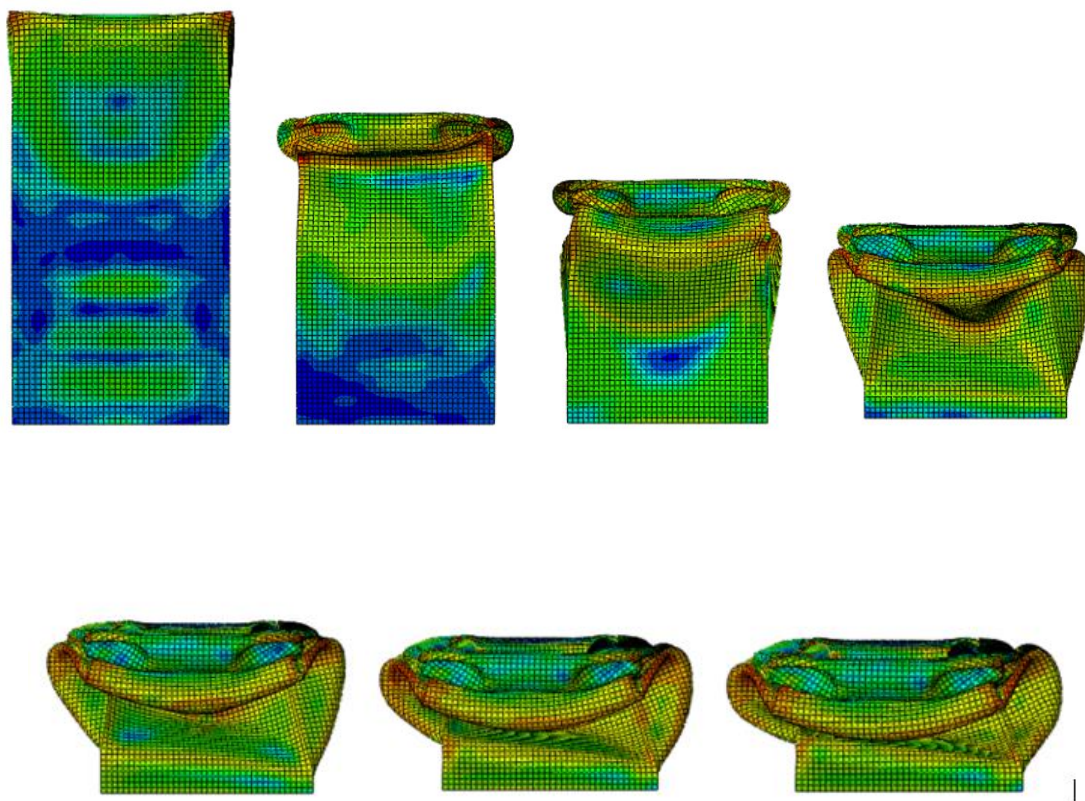


Figura 4.2. Pandeo de la estructura de partida.

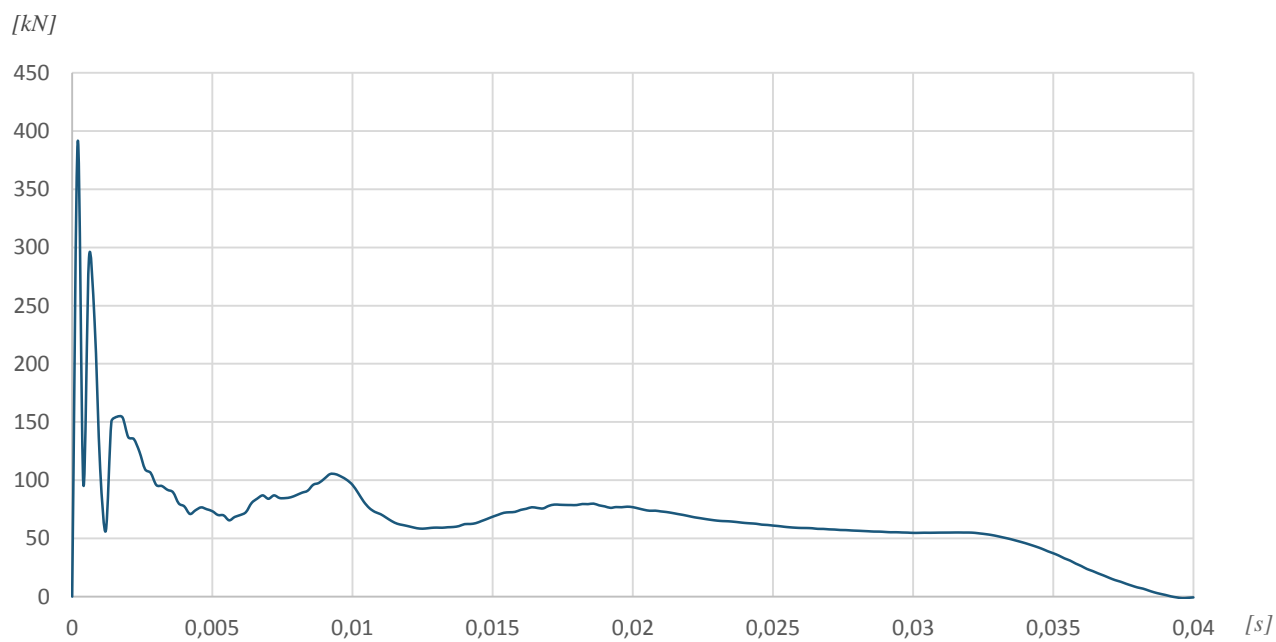


Figura 4.3. Gráfica de las reacciones en la estructura de partida a lo largo del tiempo.

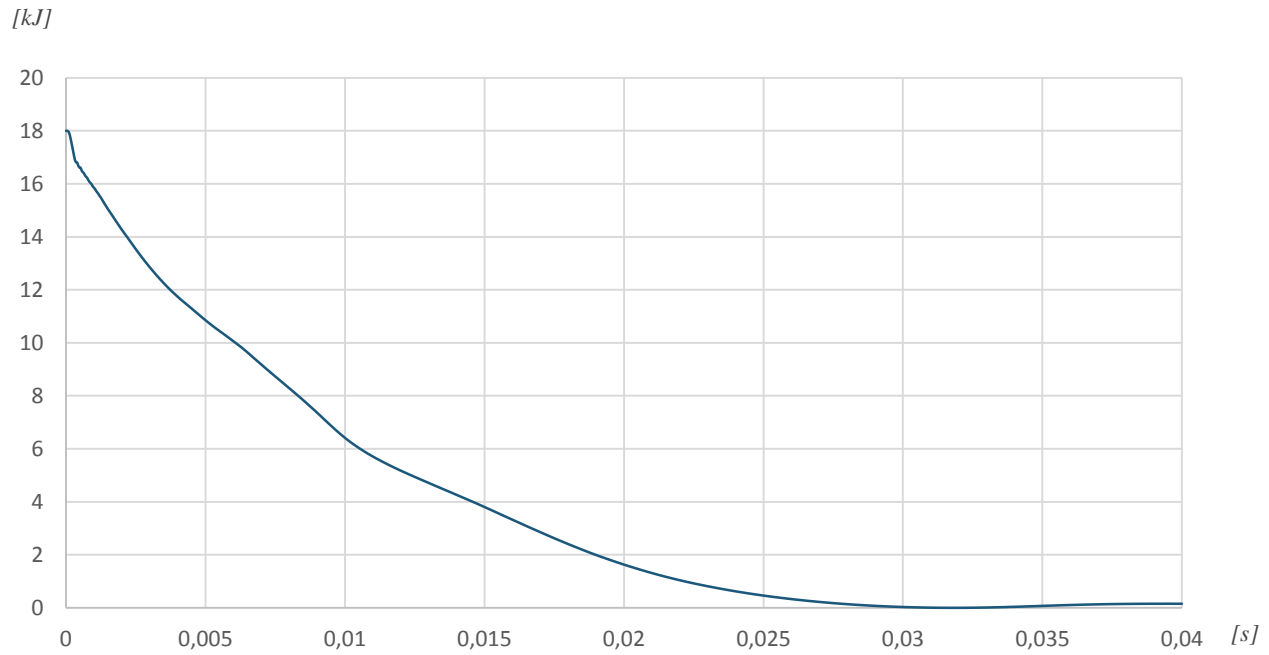


Figura 4.4. Gráfica de la energía cinética en la estructura de partida.

Por último, mencionar que el tiempo total de impacto hasta la completa parada del objeto impactante es $t = 0.0308401$ segundos.

Capítulo 5. Simulación

5.1 INFLUENCIA DE LA GEOMETRÍA

Una vez caracterizados todos los parámetros del objeto impactante, así como el tamaño de celda apropiado a utilizar en el mallado de las simulaciones, se comienza a analizar la influencia de diferentes parámetros sobre las soluciones. En primer lugar se comparan diferentes geometrías de igual tamaño, es decir, todas tienen el mismo valor de longitud característica $l_c = 10$ cm. Atendiendo de este modo a unas mismas limitaciones dimensionales. Se parte de unos parámetros comunes, $L = 30$ cm de longitud axial y $e = 2.5$ mm de espesor. Dichos valores se han tomado de forma aleatoria ya que solamente se quiere estudiar la influencia y el comportamiento de cada tipo de geometría frente a unas mismas condiciones, siendo capaces claro está, de frenar por completo al objeto. Las estructuras serán placas extruidas axialmente, dado que los cuerpos sólidos no son convenientes para soluciones suaves ^[45]. Se analizarán un total de cinco geometrías:

- **Cuadrado.** Estructura con sección cuadrada de lado $l = 10$ cm.
- **Círculo.** Geometría circular, con un diámetro $d = 10$ cm.
- **Triángulo.** Modelo en forma triangular, isósceles, teniendo una altura de $h = 10$ cm. Cabe destacar que esta geometría no logra plegarse progresivamente como se desea, derivando en una flexión global del prisma. De esta forma el modelo no es capaz de frenar al objeto hasta que no impacta con el empotramiento, el cual sería el habitáculo de seguridad, por ello este modelo se descarta inmediatamente.
- **Hexágono.** La sección de este modelo es hexagonal, todos sus vértices se encuentran en el perímetro de un círculo de diámetro $d = 10$ cm.
- **Octógono.** Geometría de un octógono, sobre un círculo de diámetro $d = 10$ cm.

En primer lugar se llevará a cabo un análisis de las fuerzas producidas por las diferentes geometrías en el empotramiento. Como bien se ha mencionado en el apartado 3.3, se busca una deceleración lo más suave posible. Esto se logra reduciendo los valores máximos de las reacciones y siendo máximo el periodo de las mismas. La Figura 5.1 muestra dichas reacciones a lo largo del tiempo. Se puede observar que las mayores fluctuaciones ocurren para tiempos inferiores a $t = 0.005$ segundos. Dado que los resultados para los primeros instantes de la colisión pueden no quedar del todo claros, la Figura 5.2 muestra los resultados para tiempos inferiores al mencionado.

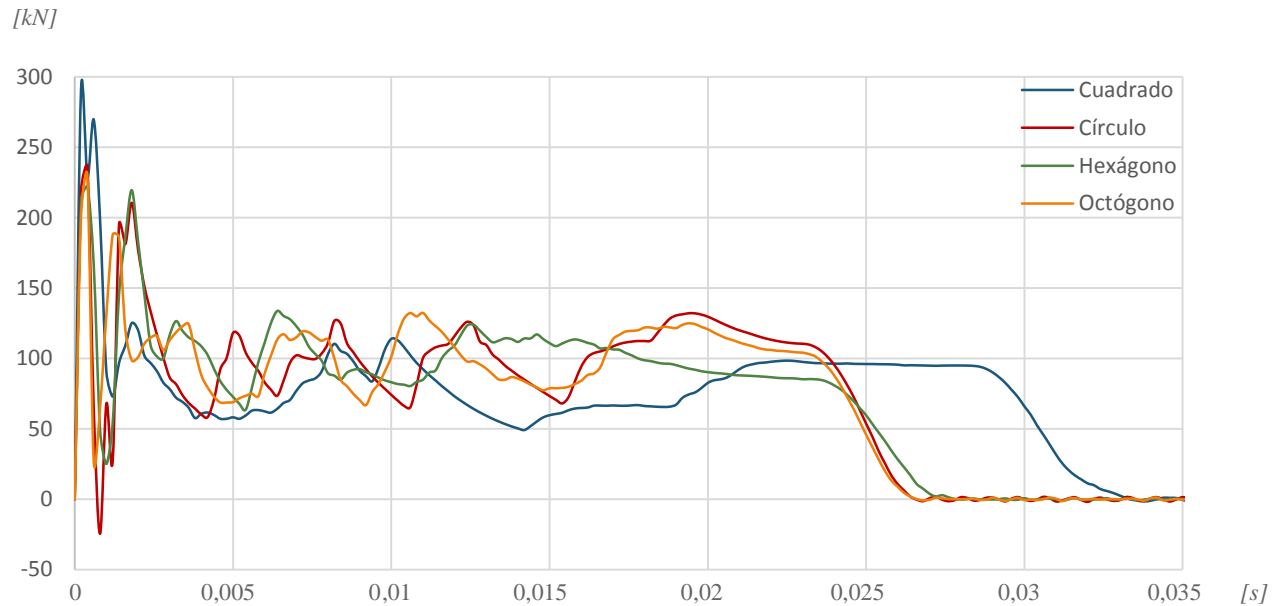


Figura 5.1. Reacciones en el empotramiento de cada geometría frente al tiempo.

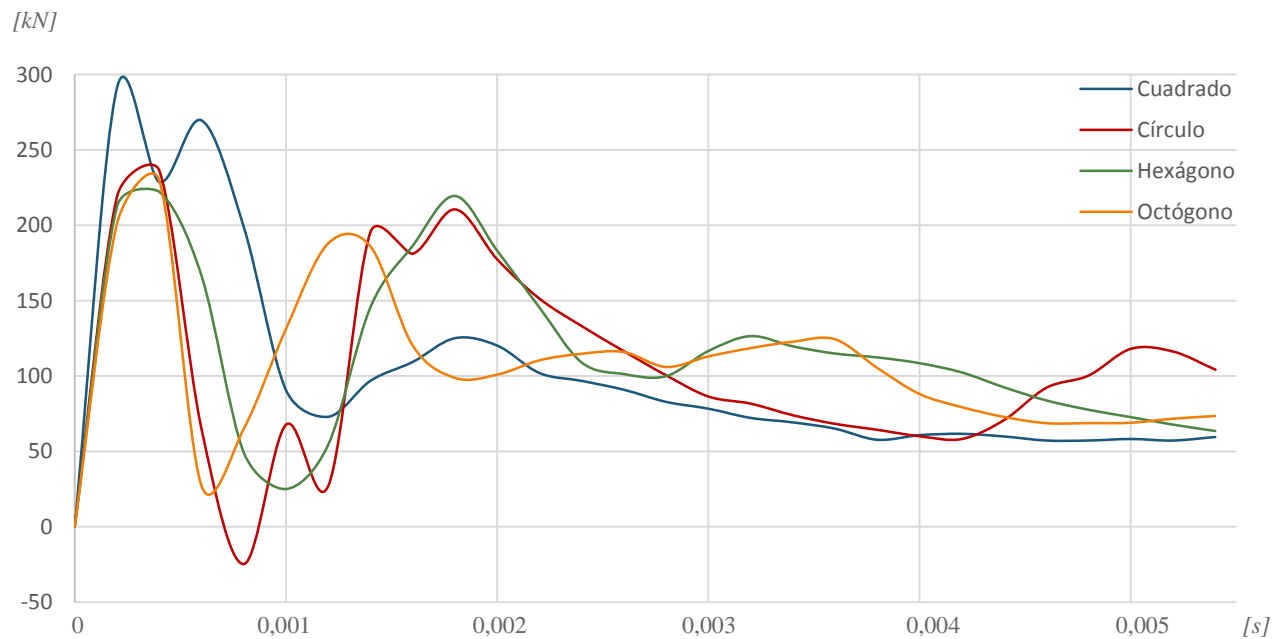


Figura 5.2. Reacciones de las geometrías en los primeros instantes de la colisión.

Tras el análisis de las gráficas anteriores, se llega a la conclusión siguiente: **El modelo más desfavorable para las condiciones deseadas resulta la sección circular**. Esto se debe a las fluctuaciones que presenta en breves espacios de tiempo, alcanzando valores negativos, los cuales generan efecto látigo sobre los ocupantes. Por el contrario, el modelo de geometría cuadrada genera una primera fuerza máxima con un periodo de $t = 0.001$ segundos, el cual es alto en comparación con el resto de posibilidades. Y tras esta, el resto de reacciones que aparecen siguen una línea homogénea dando lugar a una suave deceleración.

En segundo lugar se analiza el tiempo total de choque, buscándose tiempos altos ya que de esta forma, la energía total dispondrá de un mayor periodo para ser absorbida, generando una solución de mayor suavidad. En la Tabla 5.1 se ha recopilado el tiempo transcurrido hasta una completa parada del objeto que impacta y el peso de cada estructura a fin de comprobar que no se sobrepasa el peso máximo en ningún momento. Destaca la rapidez de los modelos en comparación con la sección cuadrada, por lo que **la geometría óptima resulta la cuadrada**. Cabe destacar que todos los modelos son más ligeros que la geometría cuadrada y por el contrario generan soluciones de mayor brusquedad.

Tipo de geometría	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
Cuadrado	0.0284002	0.810
Círculo	0.0230404	0.636
Hexágono	0.0233603	0.608
Octógono	0.0230401	0.620

Tabla 5.1. Tiempo total de colisión y peso de cada geometría.

5.2 INFLUENCIA DE LA LONGITUD AXIAL

En este apartado se analizará la influencia de la longitud axial de las estructuras. Haciendo uso de la bibliografía consultada, cabe esperar que diseños compactos, de pequeñas longitudes, presenten alta capacidad para la absorción de energía pero con importantes deceleraciones. Por el contrario, ante largas longitudes, se esperan soluciones con mayor suavidad ^[4].

Para ello, se compara la solución obtenida anteriormente para la sección cuadrada de longitud de $L = 30$ cm, con otras dos de valor 20 y 25 cm, el único parámetro que varía con respecto a las simulaciones anteriores es la longitud axial. En ningún caso se analizarán valores superiores a 30 cm ya que es una de las limitaciones establecidas (apartado 4.3).

Las gráficas obtenidas de las reacciones frente al tiempo se representan en las Figuras 5.3 y 5.4. Siendo esta última la correspondiente al intervalo de tiempo entre el comienzo del choque hasta el final de las principales fluctuaciones, por razones de claridad. Las soluciones se acercan a lo esperado, la solución idónea resulta la de mayor longitud, es decir, para una longitud de $L = 30$ cm. Las otras dos alternativas presentan una mayor cantidad de fluctuaciones de altos valores en

breves periodos de tiempo. En caso de simular longitudes inferiores a 20 cm, se observaría un impacto del objeto contra el empotramiento generando una fuerza brusca en los últimos instantes del choque, siendo necesario un aumento de espesor.

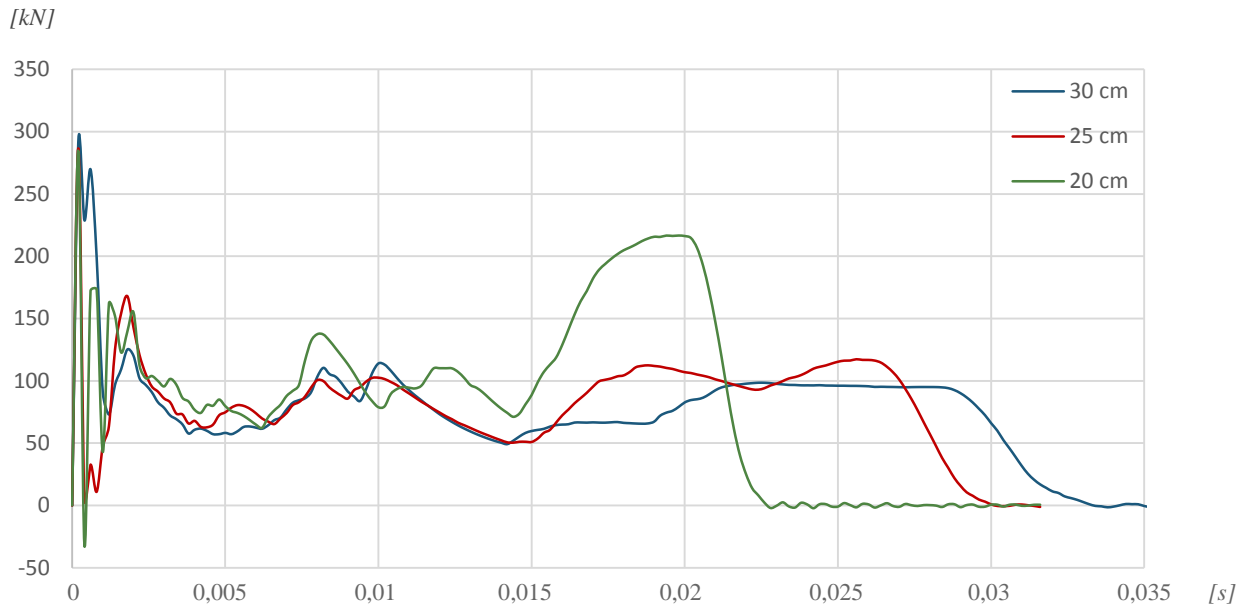


Figura 5.3. Reacciones en el empotramiento frente al tiempo para cada longitud.

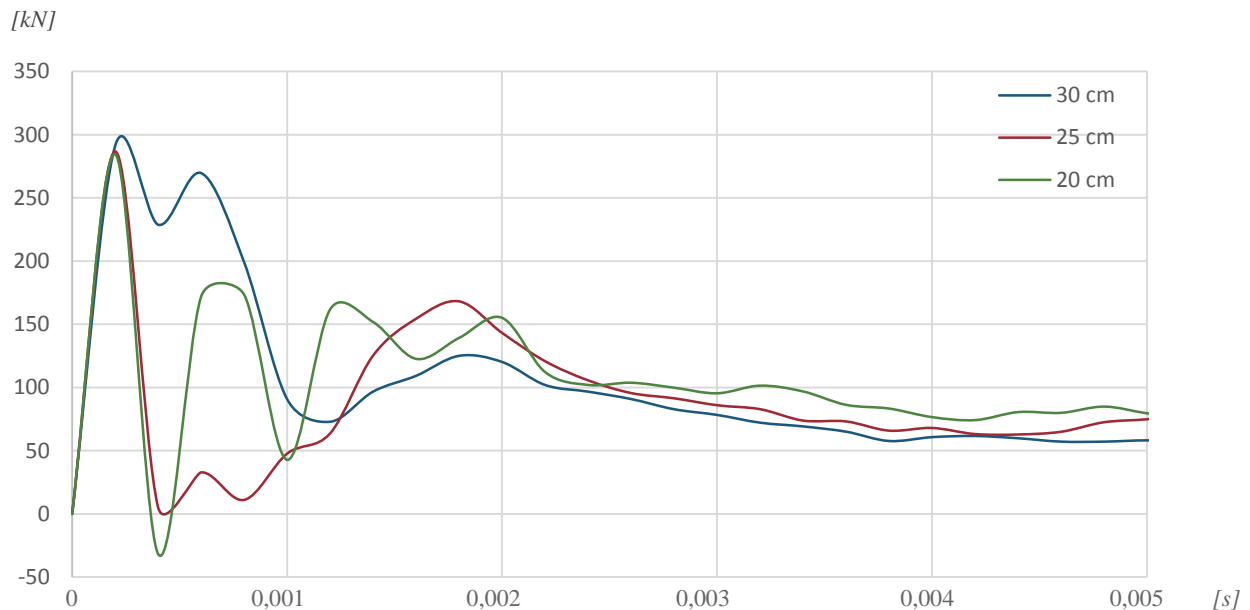


Figura 5.4. Reacciones de cada longitud en los primeros instantes de la colisión.

En lo que al tiempo total de impacto se refiere, los valores ratifican las conclusiones llegadas a través de la gráfica de las reacciones. El modelo que presenta una solución más suave resulta la geometría de mayor longitud como bien se puede observar en la Tabla 5.2. Por unanimidad de resultados, **un aumento de longitud favorece una menor deceleración**, por lo que se utilizará la longitud máxima en las próximas simulaciones, es decir, $L = 30$ centímetros.

Longitud axial [cm]	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
30	0.0284002	0.810
25	0.0260802	0.675
20	0.02016	0.540

Tabla 5.2. Tiempo de colisión y peso para cada longitud.

5.3 INFLUENCIA DE LA LONGITUD CARACTERÍSTICA

Otro factor determinante puede ser la longitud característica de la geometría, en este caso al tratarse de una sección cuadrada, dicho parámetro coincide con el lado de la misma. Existe una relación entre la longitud axial y la longitud característica, dando lugar a valores mínimos para un correcto pandeo de la estructura, de lo contrario sufriría una flexión global. La Figura 5.5 muestra la diferencia entre ambos fenómenos ^[1].

Se ha demostrado la dependencia del pandeo de las propiedades del material, de los parámetros de carga y de la geometría ^[1] [40]. Para el modelo de estudio, dadas las condiciones anteriormente mencionadas, valores inferiores a 6 cm de diámetro producen flexión global en vez de un correcto plegado, por lo que deberán ser superiores a dicho valor.

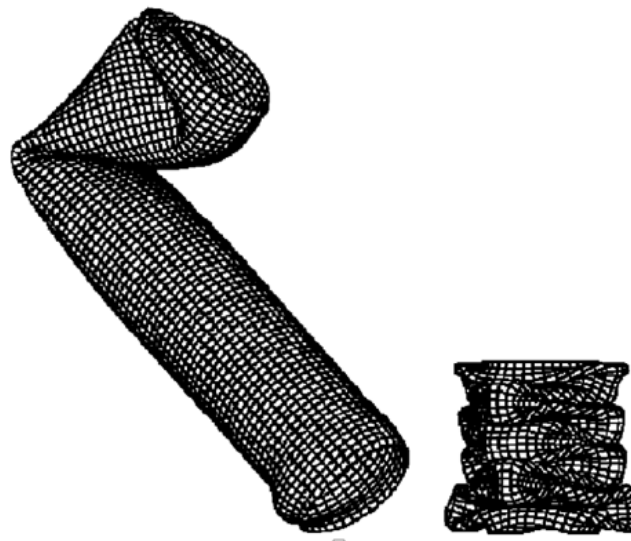


Figura 5.5. Cuerpo que ha sufrido flexión global (izquierda) y otro con pandeo (derecha) ^[1].

Se realizan ensayos para los siete diámetros existentes entre el valor limitado por el peso, 12 cm y el limitado por el pandeo, 6 cm. El modelo de 8 cm es descartado dado sus inesperados resultados, siendo totalmente desfavorables. La Tabla 5.3 muestra el tiempo total de colisión, es notable la diferencia de tiempo entre el caso de diámetro 12 y el de 6 cm, lo cual indica una posible elección del modelo limitado por la masa. En dicha tabla también se puede observar el peso de cada modelo, viéndose que el modelo de mayor lado tiene un peso cercano al máximo permitido.

Diámetro [cm]	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
12	0.0323202	0.972
10	0.0284002	0.810
9	0.0290034	0.729
7	0.0309602	0.572
6	0.0266401	0.486

Tabla 5.3. Tiempo de colisión y peso para cada diámetro.

De igual manera que en ocasiones anteriores, se analiza la gráfica de las reacciones que aparecen en el empotramiento (Figuras 5.6 y 5.7). Tras un primer análisis de estas figuras se podría concluir que el modelo menos conveniente es el caso de longitud 12 cm, dado sus grandes fluctuaciones tanto en sentido positivo como en negativo. Por el contrario, el más satisfactorio es el caso con longitud característica igual a $L_c = 6$ centímetros. Esto se debe a que la fuerza máxima de este último es la menor de todas, dando lugar a un valor de $F = 190$ kN, con un posterior avance homogéneo.

Sin embargo tras un análisis más exhaustivo de los resultados, se puede observar que el caso de 7 cm sufre una primera fuerza inicial de valor 210 kN, la cual es ligeramente superior a los 190 kN del caso inferior. Pero dado que el resto de las reacciones son similares en ambos modelos y la significativa mejora del tiempo total de impacto del **modelo de 7 cm** con respecto del de 6 cm, se opta utilizar el mayor de ambos modelos para futuras simulaciones.

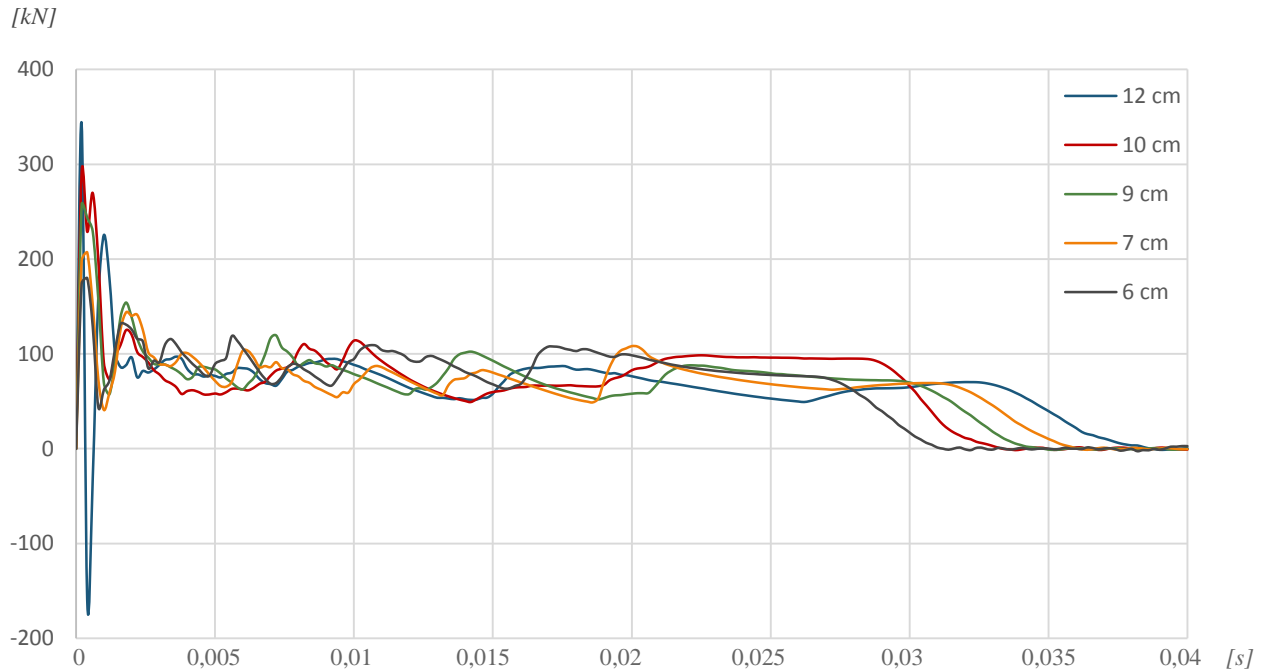


Figura 5.6. Reacciones en el empotramiento de cada diámetro frente al tiempo.

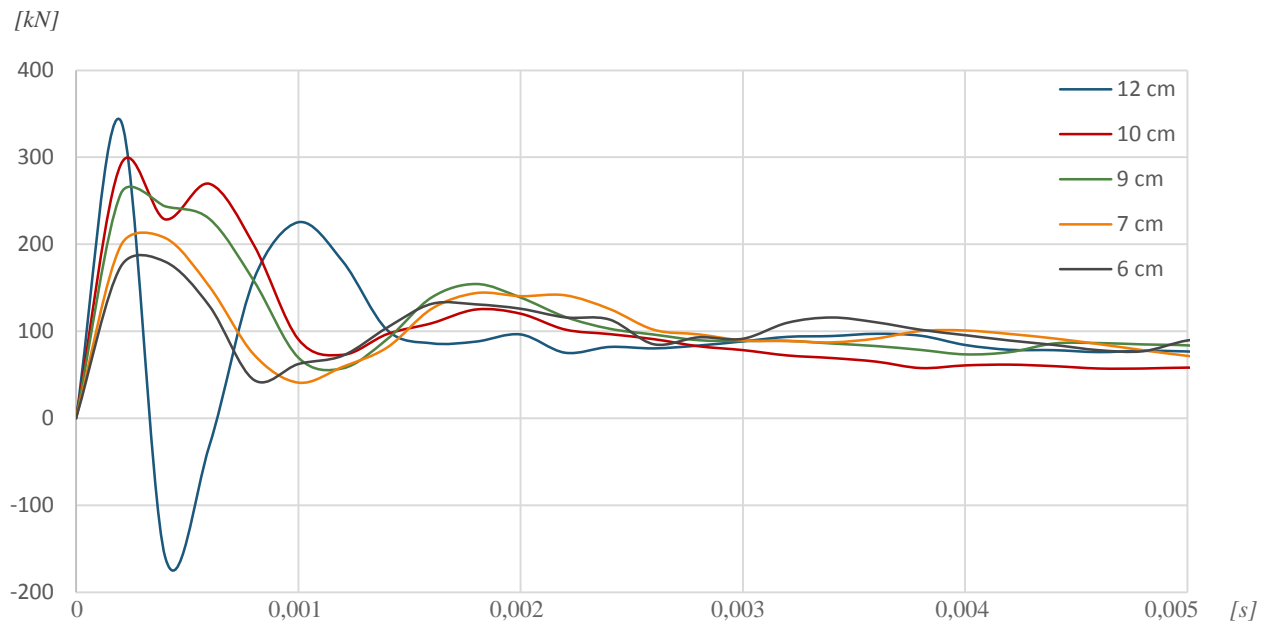


Figura 5.7. Reacciones de cada diámetro en los primeros instantes de la colisión.

5.4 INFLUENCIA DEL ESPESOR

Una vez determinada la geometría, su diámetro y longitud axial óptima, resulta necesario analizar la influencia del espesor en las estructuras. Un menor espesor debería facilitar el pandeo del prisma, siendo necesarias menores fuerzas para que ocurra dicho fenómeno de forma correcta. Sin olvidar que, por supuesto, una disminución del espesor supondrá una mayor cantidad de pliegues hasta la completa parada de un objeto que impacte.

Esto queda reflejado en la Figura 5.8, al igual que en los apartados anteriores, se realiza otra gráfica de los primeros instantes del choque dado que las oscilaciones en esos instantes son elevadas y no se consigue apreciar la solución correctamente, Figura 5.9.

El espesor mayor genera reiteradas reacciones máximas cercanas a los 240 kN, siendo excesivamente altas, pudiendo producir graves lesiones en los ocupantes. Por el contrario, para el valor mínimo analizado, se observa una disminución del 25% en lo que a las primeras reacciones se refiere, así como un ligero aumento del periodo de las mismas. Dado que estas resultan máximas debido a la máxima velocidad del objeto en esos instantes, deriva en una mejora notable.

Por último, el análisis de tiempo comprendido entre el comienzo y el final del choque se ve reflejado en la Tabla 5.4. En adición a lo anteriormente mencionado, se distinguen grandes mejoras en los tiempos totales, existiendo una mejora de 0,008 segundos entre el modelo de espesor $e = 2.8$ mm ($t = 0.0239201$) y el modelo con $e = 2.2$ mm ($t = 0.0318402$). Quedando clara la **idoneidad de minimizar los espesores**. Esto puede llevar hacia la prueba con varios prismas, reduciendo de este modo el espesor de los mismos lo máximo posible, esperando soluciones más satisfactorias.

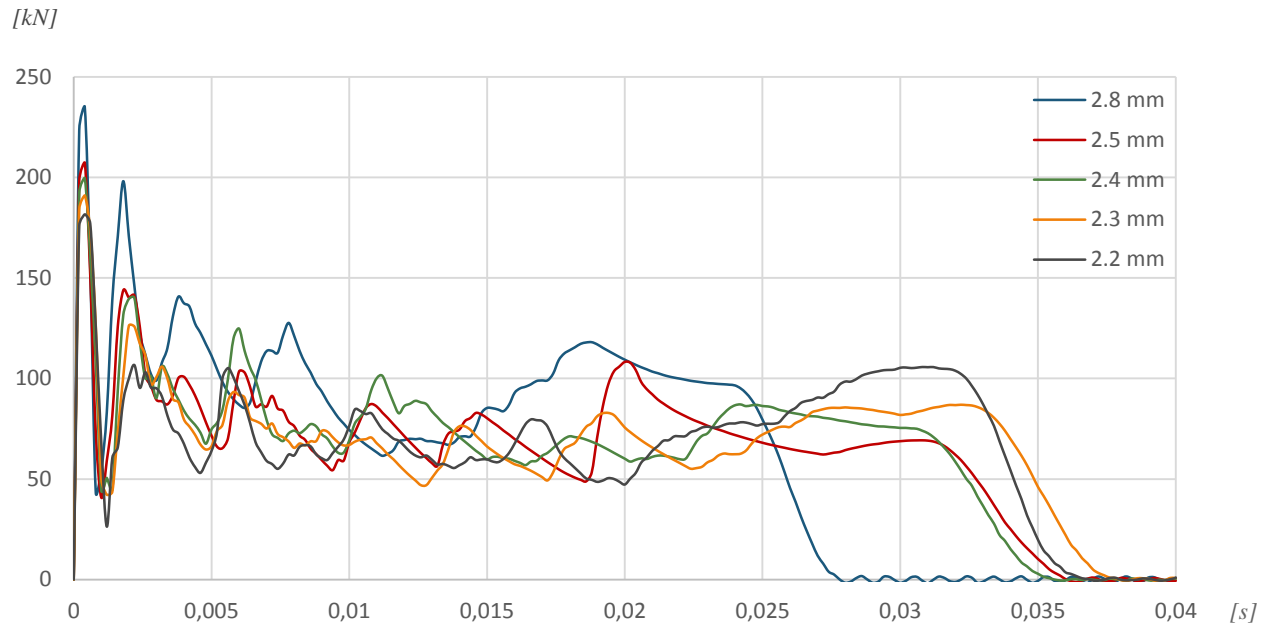


Figura 5.8. Reacciones en el empotramiento de cada espesor frente al tiempo.

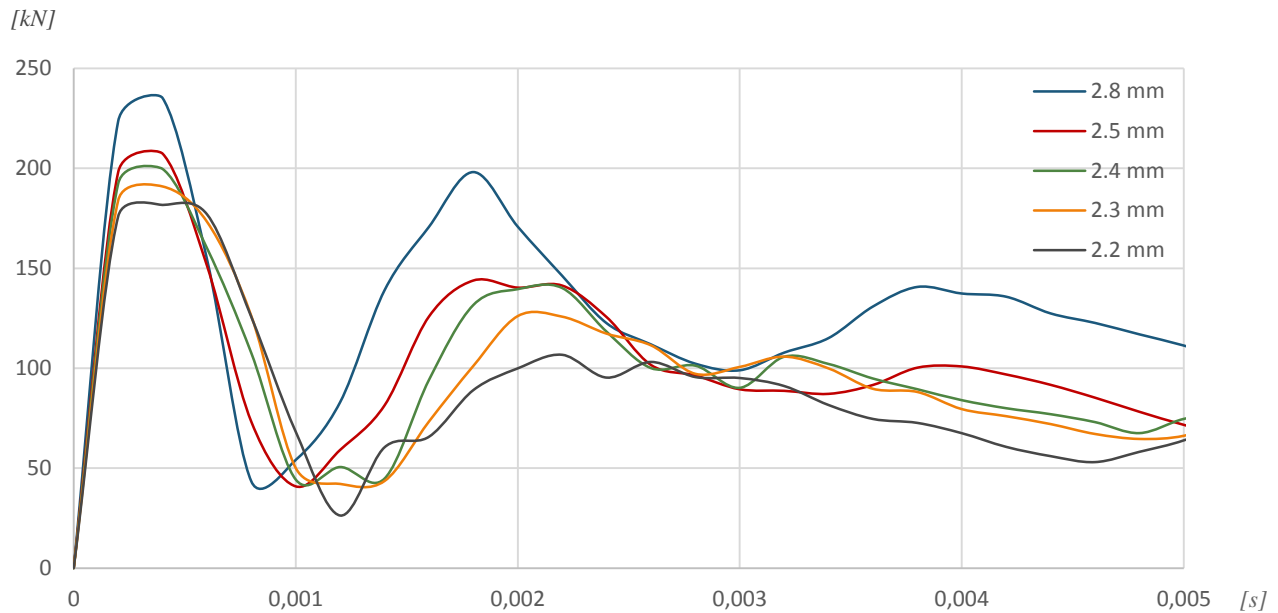


Figura 5.9. Reacciones de cada espesor en los primeros instantes de la colisión.

Espesor [mm]	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
2.8	0.0239201	0.635
2.5	0.0309602	0.572
2.4	0.03048	0.544
2.3	0.0325601	0.522
2.2	0.0318402	0.499

Tabla 5.4. Tiempo de colisión y peso de cada espesor.

5.5 INFLUENCIA DE LAS PERFORACIONES

Es sabido que al realizar una perforación en una geometría, se crea un concentrador de tensiones en dicha perforación. En el caso de diseño de máquinas industriales sometidas a fatiga, esto supone una disminución de la vida de la máquina ^[44]. Pero en el caso en el que se requiera deformación plástica como es el caso del presente trabajo, dichos concentradores pueden ser beneficiosos. Al generarse tensiones en esas aberturas, se facilita el pandeo en esa zona, reduciendo la fuerza necesaria para llevar a cabo la deformación plástica. Por ello se esperan menores reacciones en el empotramiento.

Por lo tanto se realiza una simulación del prisma realizándole un total de 12 orificios circulares de diámetro 6 mm, es decir, tres en cada cara del cuadrado separados de forma equidistante. Una segunda simulación será con un agujero rectangular de 6 cm x 3 mm de lado en cada cara el prisma. Ambos modelos tienen un espesor de 2.4 mm, ya que si se utilizan valores inferiores la estructura no es capaz de frenar por completo al objeto.

En la Figura 5.10 se observa una notable mejora en la distribución de las fuerzas generadas por la deformación al añadirle perforaciones rectangulares al modelo. Por lo que su uso en este tipo de estructuras mejoran los resultados satisfactoriamente. El tiempo total de colisión disminuye ligeramente (0,0017 segundos), dicho sacrificio, en comparación con la disminución de las reacciones, resulta asumible. Por el contrario los orificios circulares generan una solución poco deseada, dando lugar a una gran reacción inicial con una disminución del tiempo total de colisión.

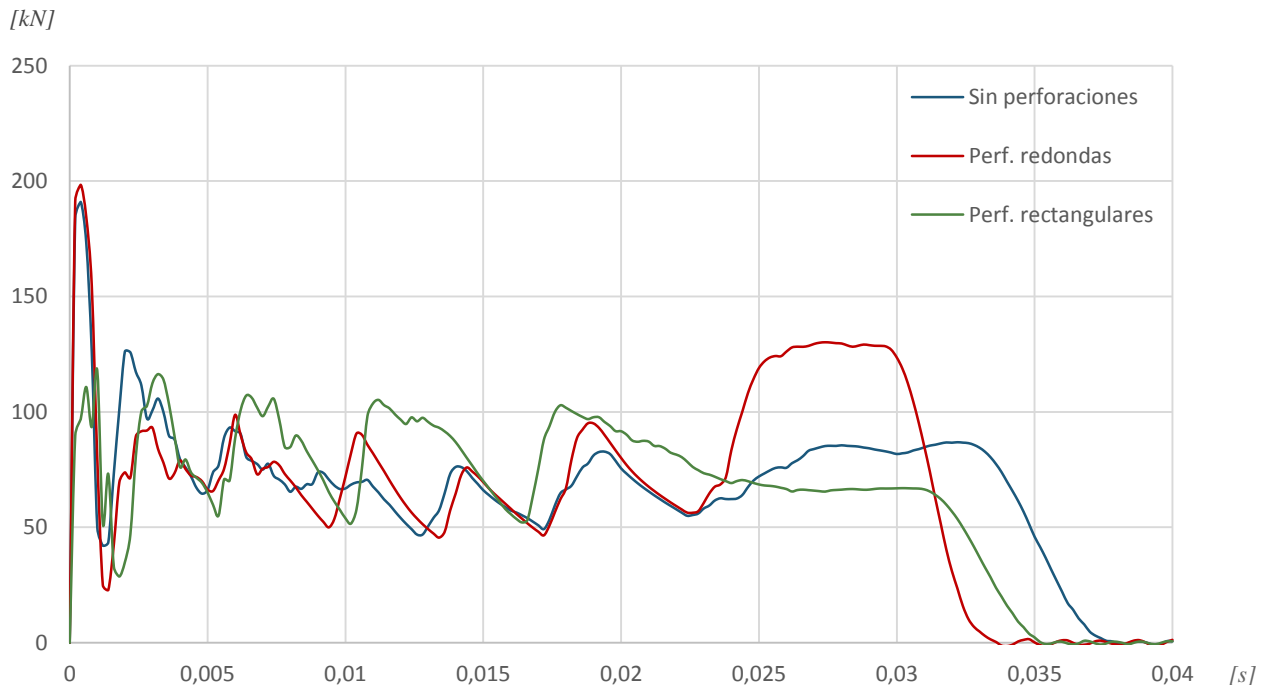


Figura 5.10. Reacciones en el empotramiento de un modelo sin perforaciones y otros dos con ellas.

5.5.1 DISPOSICIÓN Y GEOMETRÍA DE LAS PERFORACIONES

Dado que se ha comprobado la mejora producida por el uso de orificios, parece necesario realizar un análisis de la posición óptima de los mismos. Tras varias simulaciones, se ha establecido que la distancia óptima a la que debe estar el centro de la geometría del orificio del extremo libre es de 3 cm.

En segundo lugar se ha analizado la influencia del tamaño del orificio. La variación de los resultados es ínfima, aunque **la mejor solución son orificios rectangulares** con dimensiones de 3 mm de altura por 6 cm de anchura cada uno. El peso total de la estructura con estas condiciones es de 0.540 kg, cercano a la mitad del máximo permitido, lo cual indica que se tiene una solución satisfactoria dado su peso.

5.6 COMBINACIONES

Tras haber establecido las dimensiones idóneas de un solo prisma, se realizan análisis del comportamiento de diferentes combinaciones del mismo. Al aumentar la cantidad de prismas, será posible realizar una disminución del espesor de los mismos, ya que se demostró la mejora de los resultados para valores inferiores del mismo. Estas combinaciones se pueden separar en dos líneas de investigación diferentes: soluciones con prismas concéntricos entre sí, y las que establecen separaciones entre los ejes de los mismos.

5.6.1 COMBINACIONES NO CONCÉNTRICAS

En primer lugar se analizan estructuras formadas por combinaciones del prisma optimizado hasta el momento. Se disponen de forma no concéntrica, es decir, existe separación entre los ejes axiales de los mismos. Todos los prismas añadidos gozan de las mismas dimensiones que el original. Aunque como bien se ha explicado anteriormente, es posible realizar una disminución del espesor de cada uno de los prismas según se van añadiendo más. De esta forma se obtienen mejores resultados y por supuesto no sobrepasan en ningún momento el peso máximo permitido, que se recuerda que es de 1 kg.

Analizando el desplazamiento radial de la estructura debido a la deformación y añadiendo un margen de seguridad, se establece que la separación correcta entre estructuras es un valor de 6 cm, de esta forma la separación entre ejes es de 13 cm. Se diseñan un total de cuatro modelos:

- En primer lugar la estructura optimizada hasta el momento (Figura 5.11 *a*), recordando que se utiliza un espesor de 2.4 mm.
- El segundo es el modelo que consta de dos prismas paralelos con una separación entre ejes axiales de 13 cm (Figura 5.11 *b*). En este caso el espesor de ambos se reduce a $e = 1.7$ mm.
- Para simular tres prismas, se establece una configuración de triángulo equilátero de lado 13 cm, centrado en cada extremo del mismo el centro de cada cuerpo. Se utiliza un espesor de valor 1.3 mm (Figura 5.11 *c*).

- La última configuración consta de cuatro cuerpos dispuestos con la separación mencionada entre ejes y un espesor de 1.1 mm puesto que si se aumenta el espesor se supera el peso máximo permitido, se observa en el caso *d* de la Figura 5.11.

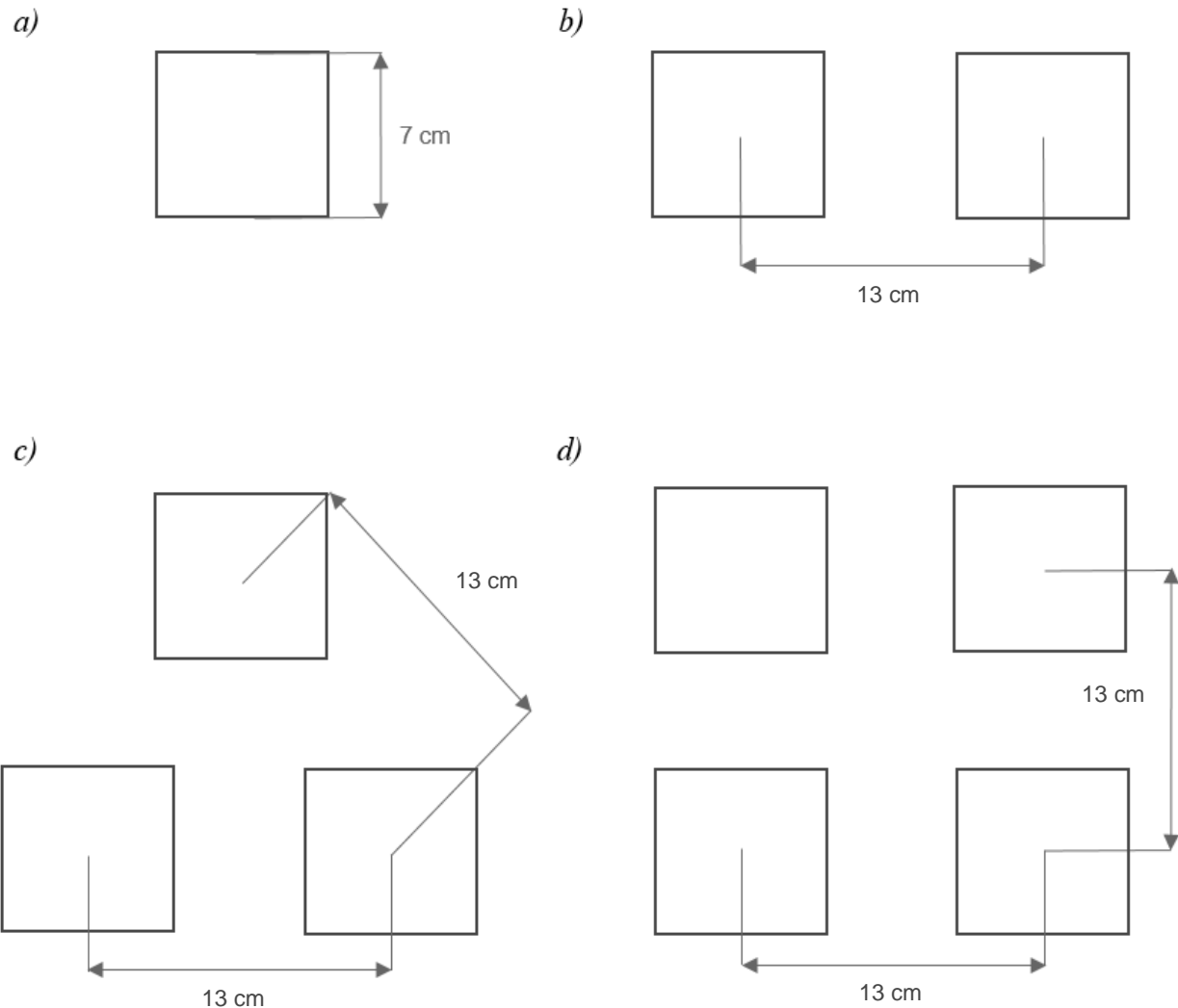


Figura 5.11. Configuración acotada de los cuatro modelos no concéntricos. Un prisma (a), dos (b), tres (c) y cuatro prismas (d).

Los resultados a analizar de las diferentes configuraciones se muestran tanto en la Figura 5.12 como en la Tabla 5.5, exponiendo las reacciones en el empotramiento frente al tiempo y el tiempo total de impacto de cada simulación con su peso, respectivamente.

Claramente existe un aumento de la fuerza de impacto inicial según se va incrementando el número total de cuerpos. En el caso en el que existen cuatro prismas, alcanza un valor de dicha fuerza de 180 kN con respecto al modelo inicial, en el que se alcanzan 120 kN, en periodos de tiempo inferiores.

Junto a esto mencionar el notable aumento de las reacciones en los últimos instantes de la colisión para el modelo de cuatro prismas, esto se debe a la limitación de peso la cual no permite establecer un espesor superior para este caso.

En lo que al tiempo transcurrido desde el comienzo del choque hasta que la estructura es capaz de frenar completamente al objeto impactante se refiere, cabe destacar las leves variaciones entre modelos. Dicha variación corresponde a una disminución del 8% de diferencia entre el modelo inicial (un prisma) y el menos satisfactorio (tres prismas). Por todo esto, resulta más satisfactorio el modelo inicial y se **descartan configuraciones de varios prismas no concéntricos**.

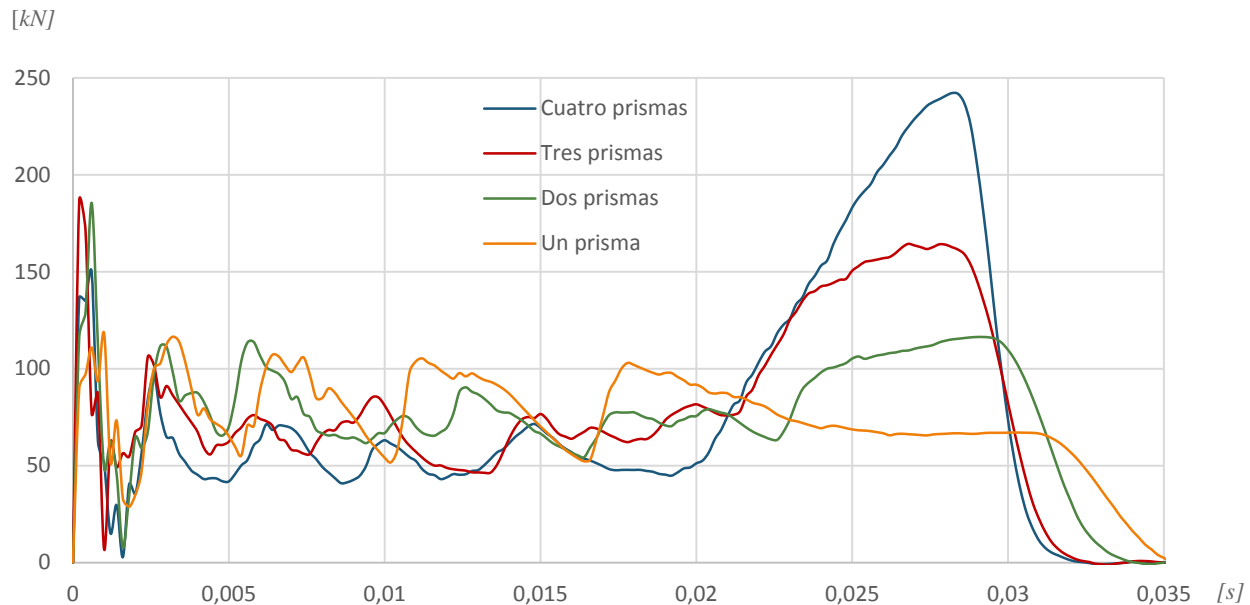


Figura 5.12. Reacciones frente al tiempo según la cantidad de prismas no concéntricos.

Cantidad de prismas	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
Uno	0.0308001	0.540
Dos	0.0294401	0.766
Tres	0.0283201	0.879
Cuatro	0.0304001	0.991

Tabla 5.5. Tiempo total de colisión y peso según la cantidad de prismas no concéntricos.

5.6.2 COMBINACIONES CONCÉNTRICAS

En segundo lugar se comparan simulaciones de tres configuraciones en las que todos los prismas se encuentran concéntricos entre sí, es decir, su eje axial es coincidente. Dada esta condición, cada cuerpo tiene un tamaño de lado diferente, pudiéndose establecer un espesor diferente a cada uno en caso de ser conveniente.

El primer modelo, al igual que en el caso anterior, resulta la geometría optimizada hasta el momento, es decir, un solo prisma de sección cuadrada. Esto se debe a los resultados poco satisfactorios obtenidos en las simulaciones de los modelos de configuración no concéntrica llevados a cabo en el apartado anterior.

La segunda configuración procede de los resultados obtenidos en el apartado 5.3, en el cual tanto la geometría de lado 9 cm como el de 6 cm presentaban soluciones satisfactorias. Por lo que se decide realizar un modelo que contenga ambos (Figura 5.13 a), el prisma de menor tamaño de lado tiene establecido un espesor de 2 mm, mientras que el de mayor 1.5 mm.

Por último, a este segundo modelo se le añade un tercer cuerpo de mayor longitud característica, concretamente un lado de 12 cm. Debido al incremento del número de prismas se reducen los espesores de los mismos, quedando unos valores de 1, 1 y 1.5 en orden descendiente. El caso b de la Figura 5.13 esquematiza la configuración del caso de estudio.

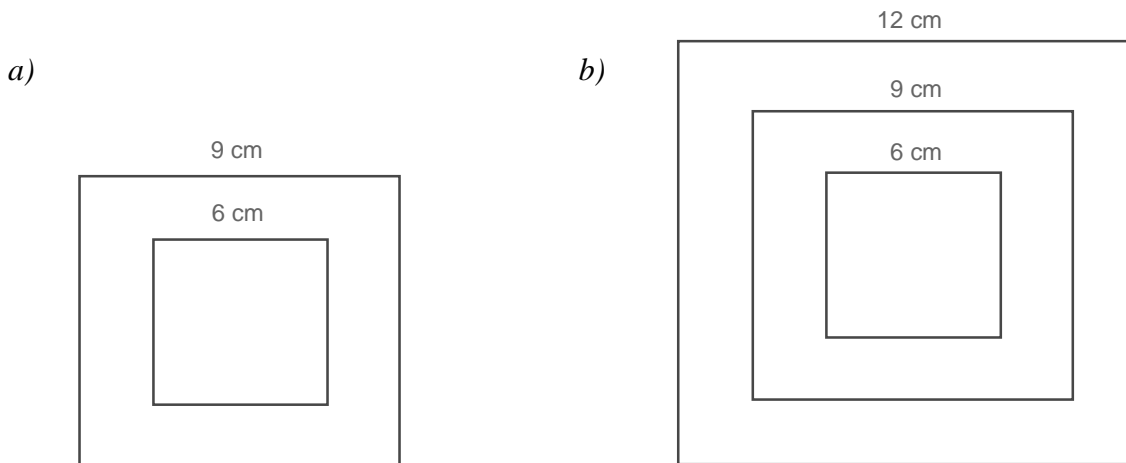


Figura 5.13. Configuración acotada de los modelos concéntricos. Dos (a) y tres prismas (b).

A la vista de los resultados, en primer lugar remarcar el correcto pandeo sufrido por los modelos al estar en configuración concéntrica, en comparación con los no concéntricos, dando lugar a mejores soluciones. En lo que al tiempo total de colisión concierne, las diferencias no son elevadas, en la Tabla 5.6 se puede observar que existe una variación de 0.0035 segundos de tiempo entre el caso más favorable, un prisma y el más desfavorable, el de tres prismas. Aunque el caso simple es el que mejor solución presenta en lo que al periodo de impacto se refiere, siendo notoriamente más ligero que el resto.

Cantidad de prismas	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
Uno	0.0308001	0.540
Dos	0.0285601	0.820
Tres	0.0272	0.972

Tabla 5.6. Tiempo de colisión y peso según la cantidad de prismas concéntricos.

La Figura 5.14 muestra las reacciones que aparecen en el empotramiento a lo largo del tiempo en el que tiene lugar la colisión, en ella se observa que en el caso tercero duplica los valores de las mismas, por ello se descarta directamente esta configuración. Satisfactoriamente en el modelo de dos prismas aparecen fuerzas con una tendencia ligeramente más homogénea y estable tras las primeras fluctuaciones. Pero por el contrario, en los primeros instantes las fuerzas generadas son superiores, sufriendo también un incremento en los últimos instantes del choque.

Teniendo en cuenta todo lo explicado hasta ahora y analizando las diferencias de tiempo total de colisión, se concluye con que la solución que consta de dos prismas es ligeramente menos favorable en comparación con la optimizada hasta el momento. Aunque **ambas soluciones serían adecuadas**, de cara a una solución más ligera y de menor coste de fabricación dada su sencillez, **el modelo de un solo prisma de sección cuadrada resulta más adecuado**.

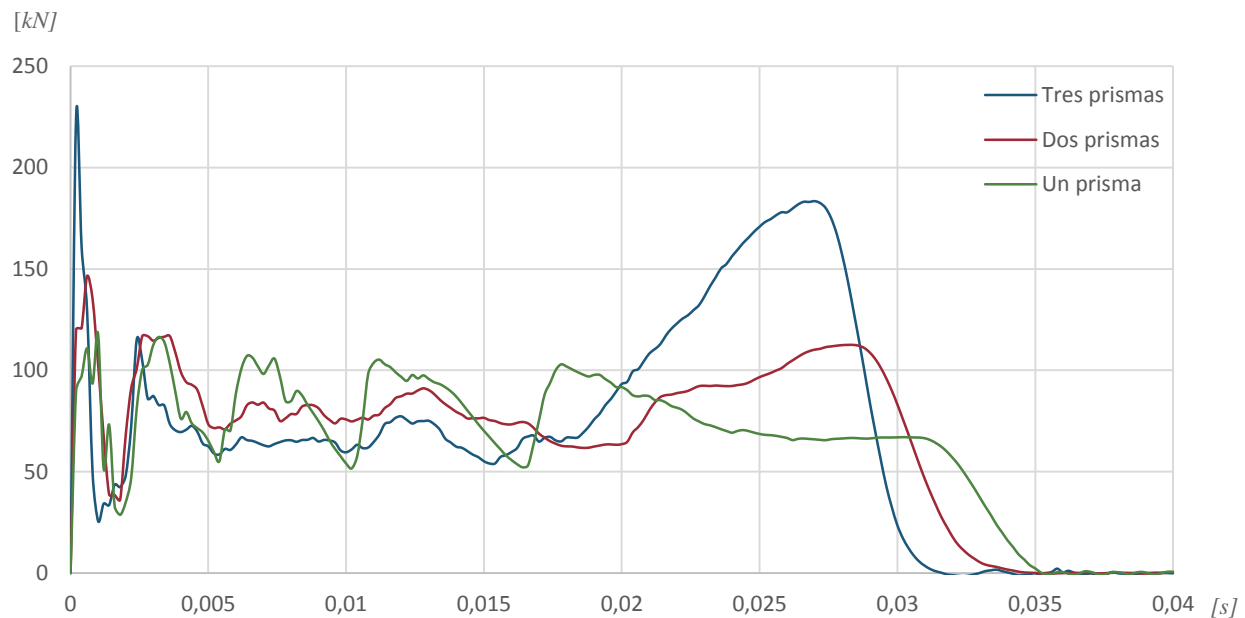


Figura 5.14. Reacciones frente al tiempo según la cantidad de prismas concéntricos.

5.7 GEOMETRÍAS MULTICELDA

Una vez llevadas a cabo simulaciones de todas las posibilidades de geometrías de una sola celda, es decir, sin ningún tipo de división interna, se decide estudiar el comportamiento de geometrías multicelda. Concretamente se realizan tres simulaciones, un prisma con cuatro divisiones, seis y otro con ocho celdas, utilizando el lado de cuadrado óptimo, $l = 7$ cm. Dichos resultados se comparan con el modelo más satisfactorio hasta el momento, de una sola celda.

La Figura 5.15 muestra la configuración de las estructuras, se observa que las celdas se disponen de forma equidistante. El caso de cuatro particiones utiliza un espesor de 1.4 mm, el de seis de 1.2 mm, mientras que en el modelo de ocho celdas tiene un espesor de $e = 1$ mm.

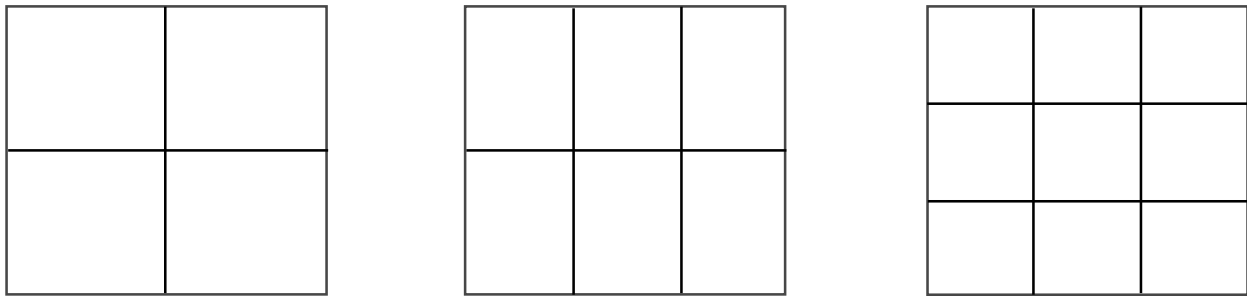


Figura 5.15. Geometría con cuatro celdas (izquierda), seis (centro) y con nueve celdas (derecha).

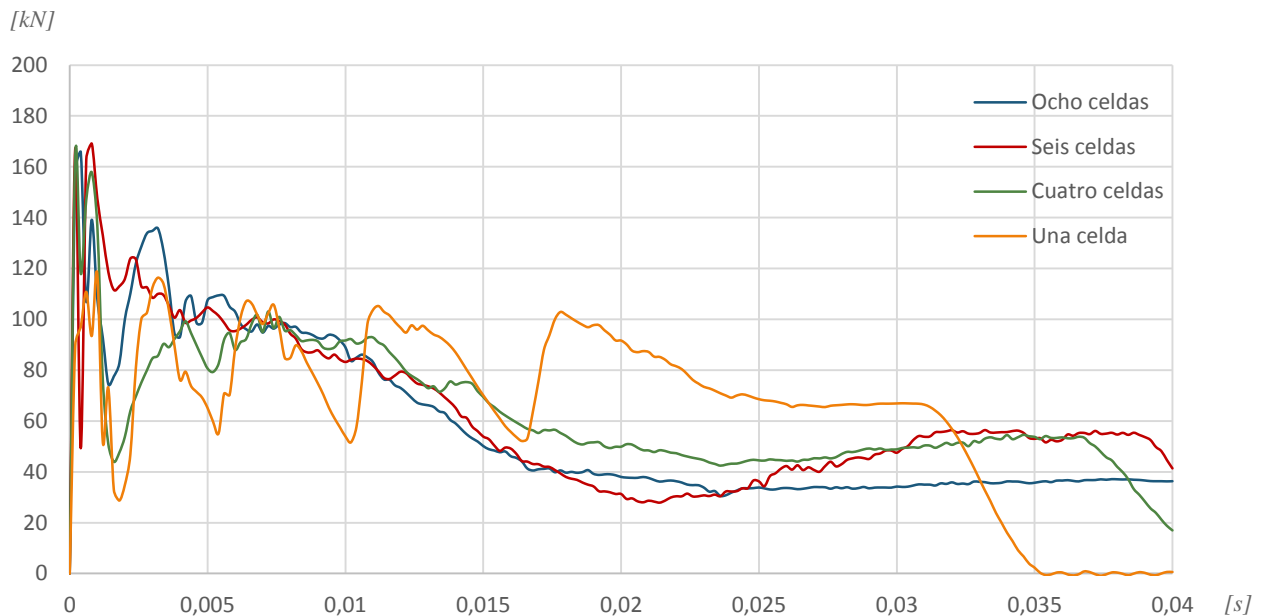


Figura 5.16. Reacciones frente al tiempo del modelo de una celda, con cuatro, seis y ocho celdas.

En primer lugar destacar el incorrecto pandeo de las estructuras, puesto que no consiguen un plegado completo, sufriendo flexión global. Dado que se ha podido disminuir el espesor de las geometrías, junto con el incorrecto pandeo, el tiempo total de colisión de los modelos multicelda es superior que el modelo optimizado, como bien se puede observar en la Tabla 5.7. Aunque dicho incremento del tiempo no es favorable dadas las causas a las que se debe. Con respecto a las reacciones que genera, las tres geometrías son más desfavorables. Cuanto mayor número de celdas, menor es el periodo de las reacciones, dando lugar a deceleraciones de mayor brusquedad como bien se puede observar en la Figura 5.16. Por lo tanto se **descartan soluciones multicelda**.

Los resultados son acordes a los obtenidos por Zhan ^[43], el cual demuestra el aumento de la energía absorbida cuanto mayor número de celdas disponga la estructura. En el presente trabajo no solo se busca una gran cantidad de energía absorbida, sino que se lleve a cabo de la forma más suave posible, es por esto que se continua utilizando estructuras de una sola celda.

Cantidad de celdas	Tiempo total de colisión [s]	Peso [kg]
Una	0.0308001	0.540
Cuatro	0.0364001	0.476
Seis	0.0385601	0.478
Ocho	0.0407243	0.454

Tabla 5.6. Tiempo de colisión y peso según la cantidad de celdas.

5.8 DEFORMACIÓN PROGRAMADA

Por último se usa el método de la deformación programada, consiste en la realización de pequeños pliegues en posiciones estratégicas para lograr que la estructura pandee de la forma deseada. Este fenómeno se logra desplazando los nodos del mallado en la dirección deseada, la longitud deseada. Los pliegues realizados se ha estipulado que estén desplazados 5 mm, es decir, todos los nodos tendrán un desplazamiento en la dirección y sentido que les corresponda de 5 mm.

5.8.1 PLIEGUES EN EL EXTREMO LIBRE

Dado que la reacción más severa tiene lugar en el primer instante de la colisión, se pretende reducir dicho valor realizando los mencionados pliegues tanto hacia el exterior como hacia el interior del modelo en el extremo libre del prisma, donde es golpeado por el objeto impactante. Por lo tanto se simulan dos modelos similares, para una posterior comparación con el modelo que carece de pliegues:

- Un prisma de sección cuadrada con un orificio rectangular en sus caras y pliegues exteriores, véase Figura 5.17 derecha.
- Un prisma cuadrado con un orificio rectangular en cada cara y pliegues interiores, véase Figura 5.17 izquierda.

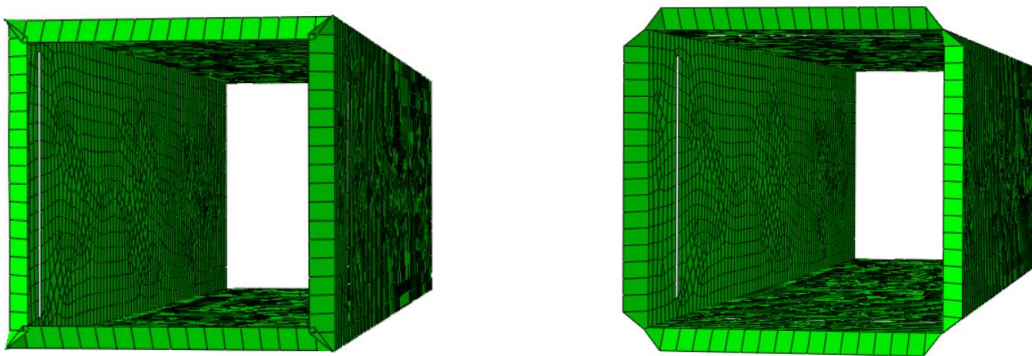


Figura 5.17. Estructura con pliegues interiores (izquierda) y con pliegues exteriores (derecha).

El primer modelo (Figura 5.17 derecha), es capaz de frenar al objeto impactante con el mismo espesor que el modelo que carece de ellos. Por el contrario, al realizarle pliegues hacia el interior, es necesario aumentarle el espesor a 2.6 mm (Dando lugar a un peso de 0.585 kg). En caso de utilizar el espesor del modelo original la estructura no es capaz de frenar completamente al objeto, generando una fuerza de alto valor en los últimos instantes de la colisión puesto que entran en contacto el empotramiento y dicho objeto.

En primer lugar destacar la similitud entre las tres soluciones, tanto en las reacciones que genera (Figura 5.18), como en el tiempo total de colisión, existiendo una diferencia de 0.001 segundos como máximo.

Reiterando en las fuerzas que generan, no existen grandes diferencias entre los modelos. Los dos modelos con pliegues presentan valores mayores de reacción máxima, destacando el modelo con pliegues exteriores, que alcanza un valor de 150 kN. Por otro lado, el modelo plegado interiormente tiene una fuerza máxima de 130 kN, sin grandes diferencias con respecto al modelo que carece de pliegues (120 kN) pero generando fuerzas mayores en los últimos instantes de la colisión.

Por lo tanto todas las soluciones son adecuadas, estableciendo como óptima la cual carece de pliegues, dado su menor valor de fuerza máxima y su decreciente valor de las reacciones a lo largo del impacto. A modo de conclusión, **remarcar la poca influencia de la realización de pliegues en el extremo libre del prisma a fin de obligar a que sufra un plegado programado.**

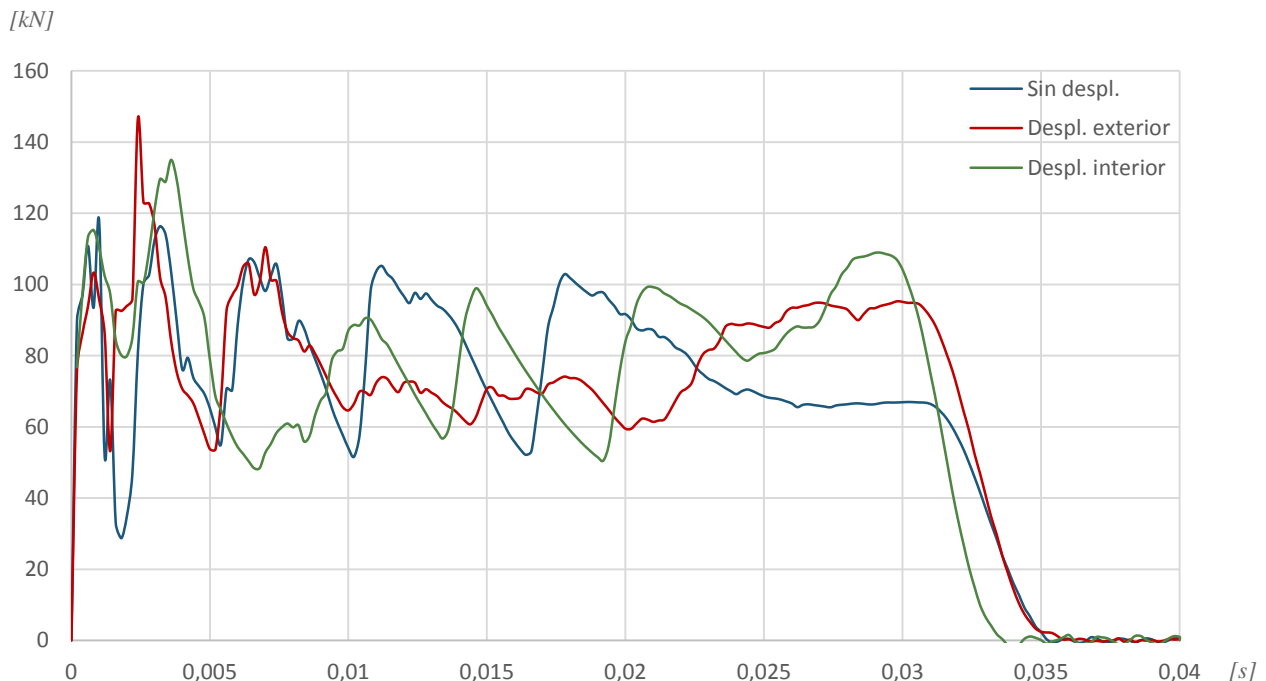


Figura 5.18. Reacciones frente al tiempo de las geometrías con pliegues y sin ellos.

5.8.2 SUSTITUCIÓN DE ORIFICIOS POR ENTALLAS

En el apartado 5.5 se ha demostrado la mejora que presentaban las soluciones que disponían de orificios a fin de facilitar el plegado. Dado que la finalidad de las entallas haciendo uso de la deformación programada es similar a la realización de orificios, se realiza una sustitución de las perforaciones por entallas a fin de comprobar que solución es idónea. La figura 5.19 muestra la estructura habiéndole aplicado entallas exteriores facilitando de dicho modo el plegado por las mismas.

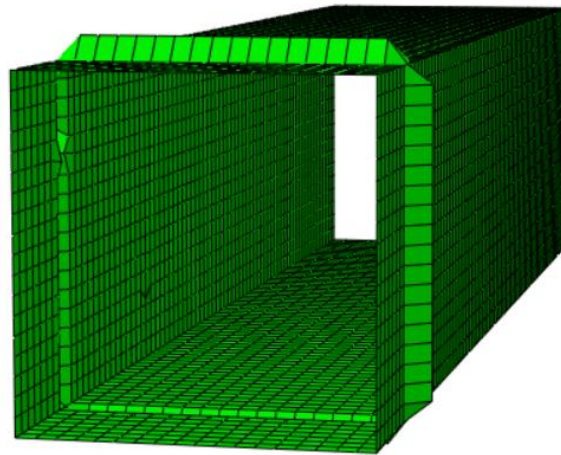


Figura 5.19. Estructura con entallas exteriores.

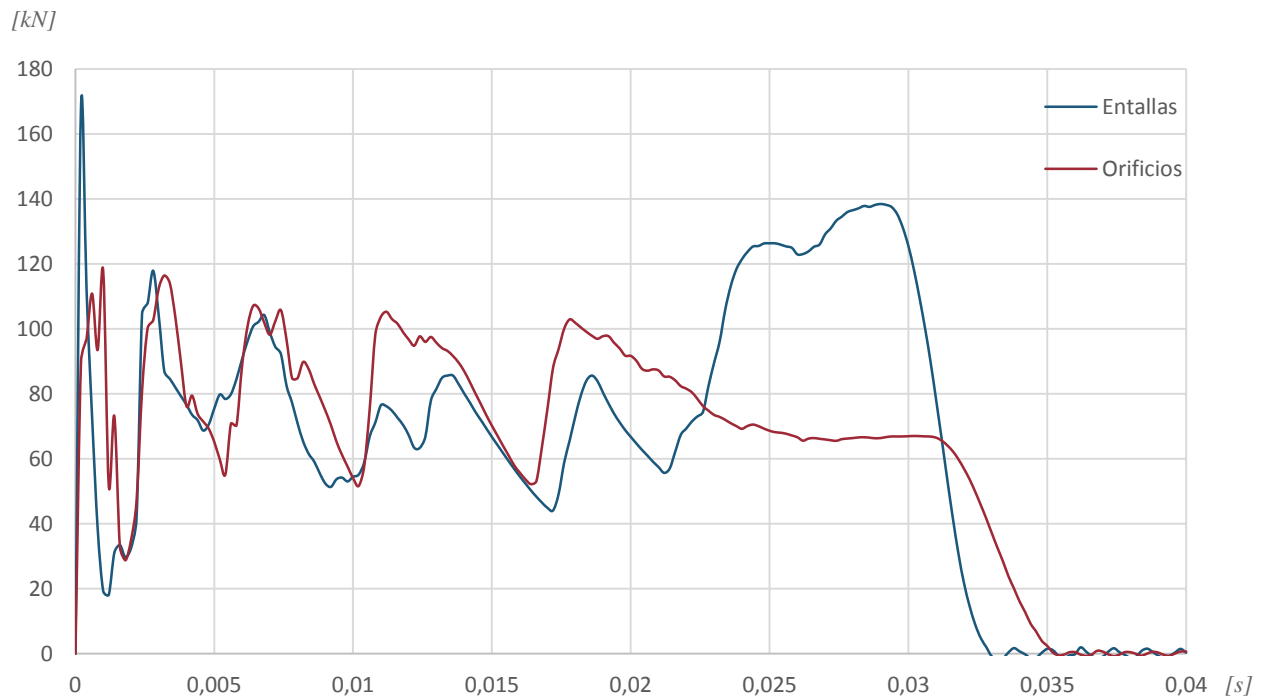


Figura 5.20. Reacciones frente al tiempo de la estructura con entallas y la que dispone de orificios.

La única diferencia entre los modelos es que uno dispone de entallas y el otro de orificios, ambos utilizan una sección cuadrada con el mismo espesor ($e = 2.4 \text{ mm}$) así como el resto de variables optimizadas hasta el momento.

Una vez realizado el análisis, cabe destacar la mejora en el pandeo de la estructura en el modelo que goza de entallas. Aunque como bien se observa en la Figura 5.20, la solución es más desfavorable. Da lugar a una reacción máxima de valor superior (50 kN superior), con un posterior incremento de las fuerzas según avanza el choque. El análisis del periodo total de impacto resulta negativo, reduciendo el tiempo total 0.001 segundos (reducción de $t = 0.0308001 \text{ seg.}$ a $t = 0.02928 \text{ seg.}$). Dado que todas las variables de estudio presentan peores soluciones que el modelo con orificios, **se descarta la sustitución de perforaciones por pliegues en la estructura.**

5.9 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Tras el proceso de optimización que se ha llevado a cabo a lo largo del presente trabajo se ha llegado a un modelo final que queda definido en la Tabla 5.7, en la cual se muestran todos los parámetros de interés del mismo y de la simulación llevaba a cabo.

Datos del modelo final	
Sección	Cuadrada
Material	Aluminio 1100-H12
Longitud axial	30 cm
Lado del cuadrado	7 cm
Espesor	2.4 mm
Peso total	0.540 kg
Cantidad de prismas	Un prisma
Cantidad de celdas	Una celda (sin divisiones)
Orificios	Rectangulares (6 cm x 3 mm)
Deformación programada	No
Tiempo total de colisión	0.0308001 segundos
Tamaño de malla	4 mm x 4 mm
Tipo de elementos	Cuadriláteros
Número de elementos	6097

Tabla 5.7. Parámetros y datos del modelo final.

Recordar que dadas las condiciones del objeto impactante explicadas en el apartado 4.3, y atendiendo a la ecuación de la energía cinética (ecuación 5.1), la estructura transformará en deformación plástica un total de $E = 18.000$ Julios. Este pandeo progresivo que se produce en la estructura se puede observar en la Figura 5.21.

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (5.1)$$

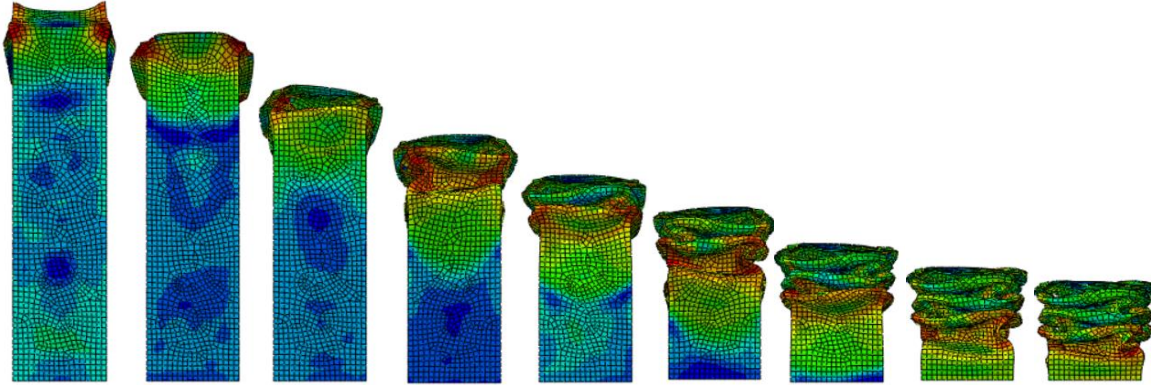


Figura 5.21. Pandeo progresivo que sufre la configuración optimizada.

Por otro lado analizar la variable de mayor importancia tenida en cuenta a lo largo del proceso de optimización, las reacciones que se generan en el empotramiento a lo largo de la colisión, la Figura 5.22 muestra dichas fuerzas.

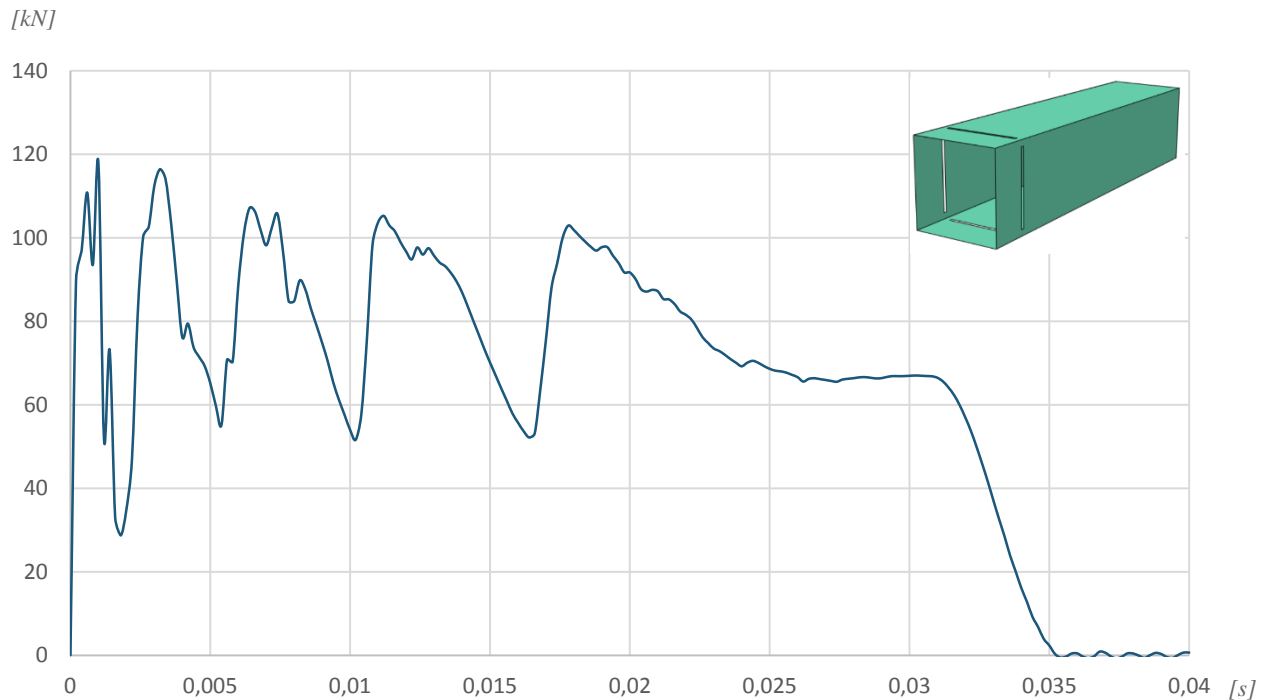


Figura 5.22. Reacciones en el empotramiento a lo largo de la colisión del modelo optimizado.

Se ha mencionado la importancia de conseguir que la estructura realice un correcto pandeo en vez de un plegado global. Diferentes autores mencionan la importancia de la relación entre la longitud axial (L) y el lado de la sección (C), así como la relación entre el lado de la sección (C) y el espesor de la estructura (t) en ensayos dinámicos ^{[1] [47] [48]}. En el caso del modelo optimizado, dichas relaciones son las siguientes:

$$\frac{L}{C} = 4.29 \quad (5.2)$$

$$\frac{C}{t} = 29 \quad (5.3)$$

Para estos valores se produce un pandeo correcto como bien se observa en la Figura 5.21, lo cual es acorde a las conclusiones de autores como Karagiozova ^[47], o como bien se puede observar en la Figura 5.23, en la que se muestran los resultados experimentales obtenidos por Abramowicz y Jones ^[49]:

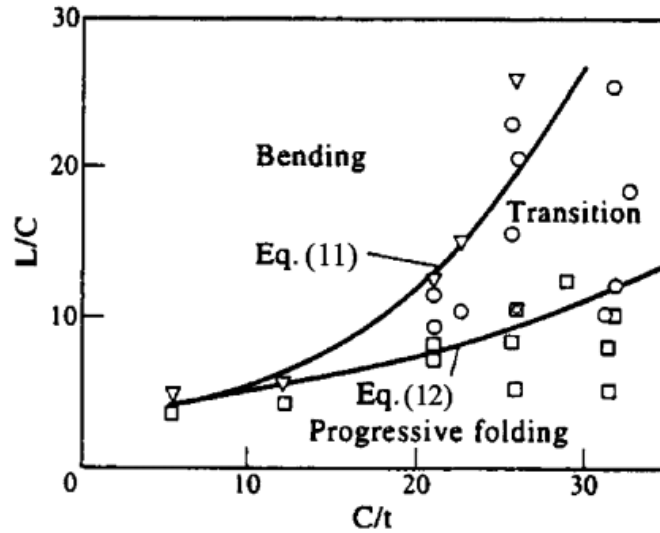


Figura 5.23. Mapa de deformaciones para estructuras cuadradas sujetas a cargas dinámicas axiales. Resultados experimentales: (\square) pandeo progresivo; (\circ) transición de pandeo progresivo a flexión global; (∇) flexión global ^[49].

Por otro lado, para analizar la resistencia frente a impacto de un vehículo (*crashworthiness*), uno de los indicadores utilizados en el PCF (peak crushing force), es decir, la fuerza máxima alcanzada. En la industria del automóvil, para vehículos con pasajeros, dicho límite se establece en 130 kN acorde a la eficiencia de Pareto ^[45]. Resumiendo, no debe existir ninguna fuerza de valor superior a 130 kN. Atendiendo a la Figura 5.22 se puede observar que en el modelo optimizado en ningún momento se supera el límite del PCF, ya que el pico de fuerza máxima del mismo es de $F_{\text{máx}} = 120$ kN. Por lo que la estructura final es acorde al límite señalado para este tipo de vehículos.

Para el caso de vehículos ferrocarriles recordar que, en los mismos, la zona de impacto dispone de dos prismas de pared delgada con sección cuadrada para llevar a cabo la absorción principal de energía (sección 2.6.2). Dicha sección coincide con la del modelo optimizado en el presente trabajo.

Por último, se analizan las dimensiones del diseño, se recuerda que son 30 cm de longitud axial mientras que la sección cuadrada se extiende 7 cm x 7 cm. Las dimensiones típicas del riel inferior de un vehículo de pasajeros (Figura 2.9) resultan de 40 cm de longitud axial y 8 cm x 8 cm (también cuadrada) en lo que a la sección se refiere ^[48]. Destacar la similitud entre las dimensiones, ya que en lo que a la sección del prisma respecta solamente hay un centímetro de diferencia. Como bien se ha demostrado en el apartado 5.2, mayores longitudes axiales dan lugar a soluciones de mayor suavidad, por lo que de no ser por las limitaciones longitudinales del presente trabajo se hubiera utilizado un mayor tamaño para esta dimensión.

Cabe mencionar que se han seguido **otras líneas de investigación** para el proceso de optimización. **Siendo la que se ha mostrado en el presente capítulo, la que ha llegado a mejores resultados.** Dado que la extensión que supondría mostrar todas las líneas excedía los alcances del proyecto, solamente se ha mostrado la óptima.

A modo de **resumen**, destacar que la solución a la que se ha llegado tras el proceso de optimización:

- Dispone de relaciones para un correcto pandeo coincidentes con los experimentos de diversos autores.
- Las dimensiones del modelo resultan similares a los rieles utilizados en vehículos de pasajeros.
- La geometría de la sección es idéntica a la que se encuentra en los sistemas de absorción de energía de los ferrocarriles.
- Cumple con el indicador PCF para vehículos automóviles utilizado para valorar el *crashworthiness*.

Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros

6.1 CONCLUSIONES

Una vez se ha llevado a cabo un estudio de los modelos descritos a lo largo de los capítulos anteriores, se puede concluir que para elementos de absorción de energía en ménsula sometidos a impacto axial:

- La geometría de la sección del prisma es un factor geométrico de gran importancia, presentando soluciones de mayor suavidad las provistas de una geometría cuadrada.
- Dado que se trata de un impacto axial, se ha observado la mejora que presentan este tipo de estructuras según se aumenta su longitud axial.
- La relación entre la longitud en la dirección del eje y la longitud característica de la sección es un factor determinante a la hora de lograr un correcto pandeo y de esta forma una mayor cantidad de energía absorbida.
- En el análisis del espesor se aprecia la influencia de este factor en los modelos, generando soluciones de mayor suavidad cuanto menor resulte este parámetro. Esto se debe a la reducción de las fuerzas necesarias para que se produzca el pandeo.
- Dado que las principales fluctuaciones de las reacciones en el empotramiento se producen en los primeros instantes de la colisión, se produce una notable disminución de las mismas en las estructuras que disponen de orificios en sus caras.

- La combinación de varios prismas en configuraciones no concéntricas no resulta satisfactorio, dando lugar a mayores picos de fuerzas a absorber por los ocupantes, incrementando el peso total de la estructura de forma innecesaria. Por el contrario, la combinación de dos prismas concéntricos puede resultar una solución favorable en determinadas condiciones. Destacar la mejora del pandeo en combinaciones concéntricas en comparación con las que no lo son.
- Las geometrías multicelda presentan altas capacidades de absorción de energía, mayor según se incrementa el número de celdas. Aunque generan altas deceleraciones, siendo descartados su uso para este tipo de aplicaciones.
- Por último, el uso de la deformación programada puede resultar satisfactorio. Se pueden realizar pliegues facilitando de este modo el pandeo de las estructuras, o incluso sustituir los orificios por entallas.

6.2 LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN PARA TRABAJOS FUTUROS

El autor del presente trabajo propone las siguientes líneas de investigación a fin de lograr un estudio más exhaustivo de los sistemas de absorción de energía y aumentar de este modo la seguridad en los vehículos.

- La realización del estudio con un mallado más fino y diferentes tipos de elemento demostrando la validez del modelo.
- Hacer uso de diferentes materiales y aleaciones a fin de comparar las soluciones que presentan cada uno de ellos.
- Utilizar diferentes modelos de daño, el de Bao–Wierzbicki por ejemplo, y de endurecimiento, destacando los anteriormente citados, los modelos de Steinberg–Guinan o Zerilli–Armstrong (apartado 3.2).
- Realización del ensayo físico del modelo a fin de verificarlo.
- Optimizar estructuras en diferentes configuraciones y condiciones de contorno (biapoyado impactando en el centro del modelo, en ménsula con impacto lateral...).
- Realizar el estudio de una estructura completa de un vehículo, la cual combina diferentes elementos de absorción de energía.

Capítulo 7. Referencias

1. KARAGIOZOVA, JONES, Norman. 27 Abril 2007. On the mechanics of the global bending collapse of circular tubes under dynamic axial load—Dynamic buckling transition. *International Journal of Impact Engineering* 35 (2008) 397 – 424. ISSN: 0734-743X
2. R. Moradi, R. Setpally and H. Lankarani, "Use of Finite Element Analysis for the Prediction of Driver Fatality Ratio Based on Vehicle Intrusion Ratio in Head-On Collisions," *Applied Mathematics*, Vol. 4 No. 5A, 2013, pp. 56-63. Doi: 10.4236/am.2013.45A007.
3. MARTINEZ, Rafael, Octubre 2012. El peso, malo para el consumo y bueno para la seguridad. *Como consumir menos.com* [en línea]. Disponible en: www.comoconsumirmenos.com/2012/10/el-peso-malo-para-el-consumo-y-bueno_14.html [consulta: 21/02/2015]
4. Bernard Gilmont, Diciembre 2014, El aluminio mejora la seguridad en el transporte, *European Aluminium Association*.
5. H. C. Gabler and W. T. Hollowell, "The Aggressivity of Light Trucks and Vans in Traffic Crashes," *SAE Transactions*, Vol. 107, 1999, pp. 1444-1452.
6. GUOXING, Lu, 2003. *Energy absorption of structures and materials*. 1ª ed. Cambridge (England). Woodhead Publishing Limited, ISBN 1855736888
7. Universidad de Cantabria, departamento de construcciones industriales (CI). Disponible en: <http://grupos.unican.es/gidai/web/asignaturas/CI/Aluminio.pdf> [consulta: 24/02/2015]
8. Johnson, W. (1990) *The elements of crashworthiness: scope and actuality*. *Proc.Instn. Mech. Engrs. Part D: J. Automobile Engng.* 204, 255-73.
9. Carney III, J.F. (1993) Motorway impact attenuation devices: past, present and future, in *Structural Crashworthiness and Failure*. Elsevier, London & New York, 423-66
10. Mayville, R., Stringfellow, R., Rancatore, R., Preliminary Design Study of Crash Energy Management for Railroad Passenger Trains, DOT/FRA/ORD-01/ (May 2001).

11. Gabler, H.C., Willke, D.T. and Wagner, J.J. (1991). Upper interior head impacts: the safety performance of passengers vehicles. *The 13th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles*, Paris, France.
12. G. Tiwari, M.A. Iqbal, P.K. Gupta, N.K. Gupta, The ballistic resistance of thin aluminium plates with varying degrees of fixity along the circumference. *International Journal of Impact Engineering*, 2014, 74, 46-56.
13. Compatibilidad entre vehículos en caso de accidente. *Autocasion*. Disponible en: <http://www.autocasion.com/actualidad/noticias/29951/compatibilidad-entre-vehiculos-en-caso-de-accidente/>. [Consultado: 01/03/2015]
14. *Análisis de la influencia de la rigidez y la absorción de energía de los materiales aplicados al diseño de una barrera de choque frontal para la evaluación de la compatibilidad entre vehículos*. [En línea] [Consulta: 01/03/2015] Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/6705/1/Analisis%20de%20una%20barrera%20para%20choque%20frontal%20de%20compatibilidad.pdf>
15. Anuario estadístico de accidentes 2013. *Dirección general de tráfico*. 2013. [En línea]. Consulta 15/3/2015. Disponible en: <http://www.dgt.es/Galerias/seguridad-vial/estadisticas-e-indicadores/publicaciones/anuario-estadistico-de-accidentes/anuario-accidentes-2013.pdf>
16. Memoria anual 2013. *CIAIM Comisión permanente de investigación de accidentes e incidentes marítimos*. [En línea]. Consulta 10/3/2015. Disponible en: http://www.fomento.gob.es/NR/rdonlyres/D206D4BA-F530-4506-BEBC-8088392832A2/127799/CIAIM_informe_anual2013.pdf
17. *Memoria anual de la investigación de accidentes e incidentes ferroviarios en la Red Ferroviaria de Interés General*. [En línea]. Consulta 10/3/2015. Disponible en: <http://www.fomento.gob.es/NR/rdonlyres/82EDB63C-92FC-442C-92D0-F376501E5D1E/127469/CIAFMemoriaAnual2013.pdf>
18. Las muertes en accidentes aéreos, en mínimos históricos durante 2013. *Hosteltur.com*. 2 enero 2014. [En línea]. Consulta 18/2/2015. Disponible en: http://www.hosteltur.com/130160_muertes-accidentes-aereos-minimos-historicos-2013.html
19. The TRACY Law Firm Objective: Focus. *The tracy firm*. [En línea] Disponible en: <https://www.vehiclesafetyfirm.com/cm/custom/focus.asp.html>
20. MAYVILLE, Ronald, 22 de Abril 2003. The development of a rail passenger coach car crush zone. *Proceedings of the 2003 IEEE/ASME Joint Rail Conference*. Chicago, Illinois. ASME RTD 2003-1653
21. U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Febrero 2003. Crashworthiness Design Modifications for Locomotive and Cab Car Anticlimbing Systems.
22. TRALLERO, Rafael, 2013. Evolución histórica de los trenes de aterrizaje en las aeronaves. *Tecnología y desarrollo*. Volumen XI, Escuela politécnica superior Alfonso X el Sabio. [Consulta: 2/3/2013]. Disponible en: <http://www.uax.es/publicacion/evolucion-historica-de-los-trenes-de-aterrizaje-en-las-aeronaves.pdf>
23. *Abaqus/CAE User's Guide*. [En línea]. Consulta: 03/03/2015. Disponible en: http://www.oulu.fi/tietohallinto/unix/abaqus_docs/v6.13/books/usi/default.htm
24. TYRELL, David, Noviembre de 2006. A Train-to-Train Impact Test of Crash Energy Management Passenger Rail Equipment: Structural Results. En *Proceedings of IMECE2006*

- 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition November 5-10, 2006, Chicago, Illinois, USA. [En línea]. Disponible en: http://ntl.bts.gov/lib/43000/43000/43084/Tyrell_Train_to_train.pdf
25. TYRELL, David, 5 Diciembre de 2006. A Train-to-Train Impact Test of Crash Energy Management Passenger Rail Equipment. En *6th International Symposium: PASSIVE SAFETY OF RAIL VEHICLES*. [En línea]. Disponible en: http://ntl.bts.gov/lib/47000/47400/47417/rail_cw_2006_09.pdf
 26. ILLESCAS, David, 2009. *Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera* [En línea]. Beatriz Lopez Boada, dir, Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III, Madrid [Consulta: 04/03/2015]. Disponible en: http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7532/PFC_David_Illescas_Perez.pdf?sequence=1
 27. CASTILLO, Miguel, julio-septiembre 2002. Tipos de crash test. *Centro Zaragoza* [En línea]. Zaragoza N° 13 [Consulta: 04/03/2015]. Disponible en: http://www.centro-zaragoza.com:8080/web/sala_prensa/revista_tecnica/hemeroteca/articulos/R13_A6.pdf
 28. C.B., Castle, 1 de junio de 1978. 'Light Airplane ' Crash T&sts, 1 at Three Flight-Path Angles. STRUCTURAL MECHANICS. NASA Langley Research Center; Hampton, VA, United States. ID del documento: 19780018551 [En línea] Disponible en: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19780018551.pdf>
 29. Peroni L. Comparison of the energy absorption capability of crash boxes assembled by spot-weld and continuous joining techniques. *International journal of impact engineering*. 2009; 36(3):498-511.
 30. ÁLVAREZ, Daniel, 2003. *Ferrocarriles: ingeniería e infraestructura de los transportes*. Oviedo: Universidad de Oviedo, Servicio de Publicaciones. ISBN: 8483173654.
 31. G.M. Preston and I.I. Pinkel, "NACA Crash Fire Research," 1953. Cited in NACA Film Catalogue, Lewis Flight Propulsion Laboratory.
 32. PEZZOTTI, Santiago, ANTICO, Federico, 2008. *Introducción a la Teoría de los elementos finitos (Tratamientos de la formulación de elementos unidimensionales a partir del método directo)* [En línea]. Juan Pablo Durruty, dir. Para alumnos de la carrera de Ingeniería Aeronáutica y Mecánica de la UNLP. Facultad de Ingeniería, Universidad de La Plata. La plata, Argentina [Consulta 11/04/2015]. Disponible en: <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Introduccion%20a%20la%20Teoria%20de%20Elementos%20Finitos%20-%202008.pdf>
 33. JIMÉNEZ, Alfredo, 2004. *Análisis y optimización con interacción de Dummy, de la carrocería del automóvil "Tubolare SAND Car" de Tecnoidea SA de CV, en impacto frontal empleando el método de los elementos finitos en ALGOR FEA, mediante la simulación de eventos mecánicos* [En línea]. Tesis profesional. Universidad de las Américas Puebla, Méjico. [Consulta 11/04/2015]. Disponible en: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/jimenez_p_a/capitulo2.pdf
 34. RODRIGUEZ, Marcos, 2009. *Análisis numérico del comportamiento frente a impacto de aluminio 2024-T351 sometido a ensayo de Taylor*. D. Ángel Arias Hernández, dir. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés.
 35. ERICE, Borja et al, 2009. Modelo de rotura para materiales metálicos sometidos a distintas triaxialidades. *Anales de Mecánica de la Fractura*. Madrid, 26, vol. 2. 554- 559

36. P.W. Bridgman. *Studies in Large Plastic Flow and Fracture*, McGraw-Hill, New York (1952).
37. J.W. Hancock and A.C. Mackenzie, *On the mechanisms of ductile failure in high strength steels subjected to multi-axial stress states*, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 24 (1976), 147-169.
38. Meyers, M. (1994). *Dynamic behavior of materials*. New York: John Wiley & Sons.
39. Zienkiewicz y Taylor, 1994. *El método de los elementos finitos*, 4º ed. McGraw-Hill Book (UK). ISBN 84-481-0177-4.
40. KAZANCI, Zafer, 25 October 2011. Crushing and crashing of tubes with implicit time integration. *International Journal of Impact Engineering*. Elsevier, 42 (2012) 80-88. ISSN: 0734-743X
41. HANSEN, A.G., 28 October 1999. Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler. *International Journal of Impact Engineering*. Elsevier, 24 (2000) 475-507. ISSN: 0734-743X
42. MAMALIS, A.G., 2003. Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section. *Thin-Walled structures*. Elsevier, 41 (2003) 891-900.
43. ZHANG, Xiong, 2006. Theoretical prediction and numerical simulation of multi-cell square thin-walled structures. *Thin-Walled structures*. Elsevier, 44 (2006) 1185-1191.
44. QUESADA, Alejandro, 2014. *Fatiga. Cálculo y diseño de máquinas*. Universidad Carlos III de Madrid.
45. HANFENG, Ying, 2013. Crashworthiness optimization design for foam-filled multi-cell thin-walled structures. *Thin-Walled Structures*. Elsevier 75 (2014) 8–17.
46. DIRECTIVA 96/79/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, 16 de diciembre de 1996. Relativa a la protección de los vehículos de motor en caso de colisión frontal y por la que se modifica la Directiva 70/156/CEE.
47. Karagiozova, D., and Jones, N., 1992, “Dynamic Pulse Buckling of a Simple Elastic-Plastic Model Including Axial Inertia,” *Int. J. Solids Structures*, 29, pp. 1255–1272.
48. Kim H. New extruded multi-cell aluminum profile for maximum crash energy absorption and weight efficiency. *Thin-walled structures*. 2002; 40(4):311-327.
49. Abramowicz W, Jones N. Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically. *International Journal of Impact Engineering* 1997; 19(5–6):415–37.

Capítulo 8. Anexo

8.1 ARCHIVO .INP

A continuación se ha incluido el documento .inp utilizado en el programa Abaqus del modelo final. En él se encuentran las propiedades del material, el modelo de daño, las partes creadas, interacciones, condiciones de contorno... A excepción de los nodos y sus coordenadas, las cuales se han asumido innecesarias.

*Heading

** Job name: Job-1 Model name: Model-1

** Generated by: Abaqus/CAE 6.13-4

*Preprint, echo=NO, model=NO, history=NO, contact=NO

**

** PARTS

**

*Part, name="Elemento de choque"

*Node

```

...

*Element, type=R3D4

...

*Node

    442, -0.000624999986, 0.200000003,      0.

*Nset, nset="Elemento de choque-RefPt_", internal

442,

*Nset, nset=Set-1

442,

*Nset, nset=Set-2

442,

*Elset, elset="Elemento de choque", generate

    1, 400,  1

*Element, type=MASS, elset=Set-2_Inertia-1_

401, 442

*Mass, elset=Set-2_Inertia-1_

160.,

*End Part

**

*Part, name=Estructura

*Node

...

*Element, type=S3

```



```

...

*Element, type=S4R

...

*Nset, nset=Set-5, generate

    1, 6170,    1

*Elset, elset=Set-5, generate

    1, 6097,    1

*Elset, elset=_Surf-1_SPOS, internal, generate

    1, 6097,    1

*Surface, type=ELEMENT, name=Superficie-prisma

_Superficie-prisma_SPOS, SPOS

** Section: Sección 1

*Shell Section, elset=Set-5, material="Aluminio 1100-H12"

0.0024, 5

*End Part

**

**

** ASSEMBLY

**

*Assembly, name=Assembly

**

*Instance, name="Elemento de choque-1", part="Elemento de choque"

    0.,      0.001, -6.12323399573677e-20

```

0., 0.001, -6.12323399573677e-20, 1., 0.001, -6.12323399573677e-20,
90.

*End Instance

**

*Instance, name=Part-2-1, part=Part-2

0., 0., 0.

0., 0., 0., 1., 0., 0., 90.

*End Instance

**

*Nset, nset=Set-2, instance="Elemento de choque-1"

442,

*Nset, nset=Set-3, instance="Elemento de choque-1"

442,

*Nset, nset=Set-7, instance="Elemento de choque-1"

442,

*Nset, nset=Set-15, instance=Part-2-1

...

*Elset, elset=Set-15, instance=Part-2-1

...

*Nset, nset=Set-21, instance="Elemento de choque-1"

442,

*Nset, nset=empotramiento, instance=Part-2-1

...

*Elset, elset=empotramiento, instance=Part-2-1

```

...

*Nset, nset="reference point", instance="Elemento de choque-1"

11,

*Elset, elset=_Surf-127_SPOS, internal, instance=Part-2-1, generate

1, 6097, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=Surf-127

_Surf-127_SPOS, SPOS

*Elset, elset=_Surf-128_SNEG, internal, instance=Part-2-1, generate

1, 6097, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=Surf-128

_Surf-128_SNEG, SNEG

*Elset, elset=_m_Surf-208_SPOS, internal, instance="Elemento de choque-1", generate

1, 400, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=m_Surf-208

_m_Surf-208_SPOS, SPOS

*Elset, elset=_m_Surf-210_SPOS, internal, instance="Elemento de choque-1", generate

1, 400, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=m_Surf-210

_m_Surf-210_SPOS, SPOS

*Elset, elset=_m_Surf-213_SPOS, internal, instance="Elemento de choque-1", generate

1, 400, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=m_Surf-213

_m_Surf-213_SPOS, SPOS

```

```

*Elset, elset=_m_Surf-215_SPOS, internal, instance="Elemento de choque-1", generate
1, 400, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=m_Surf-215
_m_Surf-215_SPOS, SPOS

*Elset, elset=_s_Surf-129_SPOS, internal, instance=Part-2-1, generate
1, 6097, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=s_Surf-129
_s_Surf-129_SPOS, SPOS

*Elset, elset=_s_Surf-131_SNEG, internal, instance=Part-2-1, generate
1, 6097, 1

*Surface, type=ELEMENT, name=s_Surf-131
_s_Surf-131_SNEG, SNEG

*Rigid Body, ref node="Elemento de choque-1"."Elemento de choque-RefPt_", elset="Elemento
de choque-1"."Elemento de choque"

*End Assembly

**

** MATERIALS

**

*Material, name="Aluminio 1100-H12"

*Damage Initiation, criterion=JOHNSON COOK
0.071, 1.248, -1.142, 0.0097, 0., 893., 293., 1.

*Density
2700.,

*Elastic

```

6.576e+10, 0.3

*Inelastic Heat Fraction

0.9,

*Plastic, hardening=JOHNSON COOK

1.4836e+08, 3.4551e+08, 0.183, 0.859, 893., 293.

*Rate Dependent, type=JOHNSON COOK

0.001,1.

*Specific Heat

920.,

**

** INTERACTION PROPERTIES

**

*Surface Interaction, name=IntProp-1

*Friction

0.,

*Surface Behavior, pressure-overclosure=HARD

**

** BOUNDARY CONDITIONS

**

** Name: BC-1 Type: Displacement/Rotation

*Boundary

"Elemento de choque-1".Set-2, 1, 1

"Elemento de choque-1".Set-2, 3, 3

"Elemento de choque-1".Set-2, 4, 4

"Elemento de choque-1".Set-2, 5, 5

"Elemento de choque-1".Set-2, 6, 6

** Name: BC-2 Type: Displacement/Rotation

*Boundary

empotramiento, 1, 1

empotramiento, 2, 2

empotramiento, 3, 3

empotramiento, 4, 4

empotramiento, 5, 5

empotramiento, 6, 6

**

** PREDEFINED FIELDS

**

** Name: Predefined Field-1 Type: Velocity

*Initial Conditions, type=VELOCITY

Set-21, 1, 0.

Set-21, 2, -15.

Set-21, 3, 0.

** -----

**

** STEP: Step-1

**

```

*Step, name=Step-1, nlgeom=YES

*Dynamic, Explicit, adiabatic

, 0.04

*Bulk Viscosity

0.06, 1.2

**

** INTERACTIONS

**

** Interaction: Int-1

*Contact, op=NEW

*Contact Inclusions

Part-2-1.Superficie-prisma, elemento de choque

Part-2-1.Superficie-prisma,

*Contact Property Assignment

, , IntProp-1

**

** OUTPUT REQUESTS

**

*Restart, write, number interval=1, time marks=NO

**

** FIELD OUTPUT: F-Output-1

**

*Output, field, number interval=40

```

*Node Output

A, RF, U, V

*Element Output, directions=YES

ENER, LE, MISES, PE, PEEQ, PEEQVAVG, PEVAVG, S, SVAVG, TRIAX

*Contact Output

CFORCE, CSTRESS

**

** HISTORY OUTPUT: H-Output-2

**

*Output, history

*Node Output, nset=empotramiento

RF2,

**

** HISTORY OUTPUT: H-Output-1

**

*Output, history, time interval=8e-05

*Node Output, nset="Elemento de choque-1".Set-2

A2, A3, RF2, U2, U3, V2, V3

**

** HISTORY OUTPUT: H-Output-3

**

*Output, history, variable=PRESELECT, time interval=4e-05

*End Step